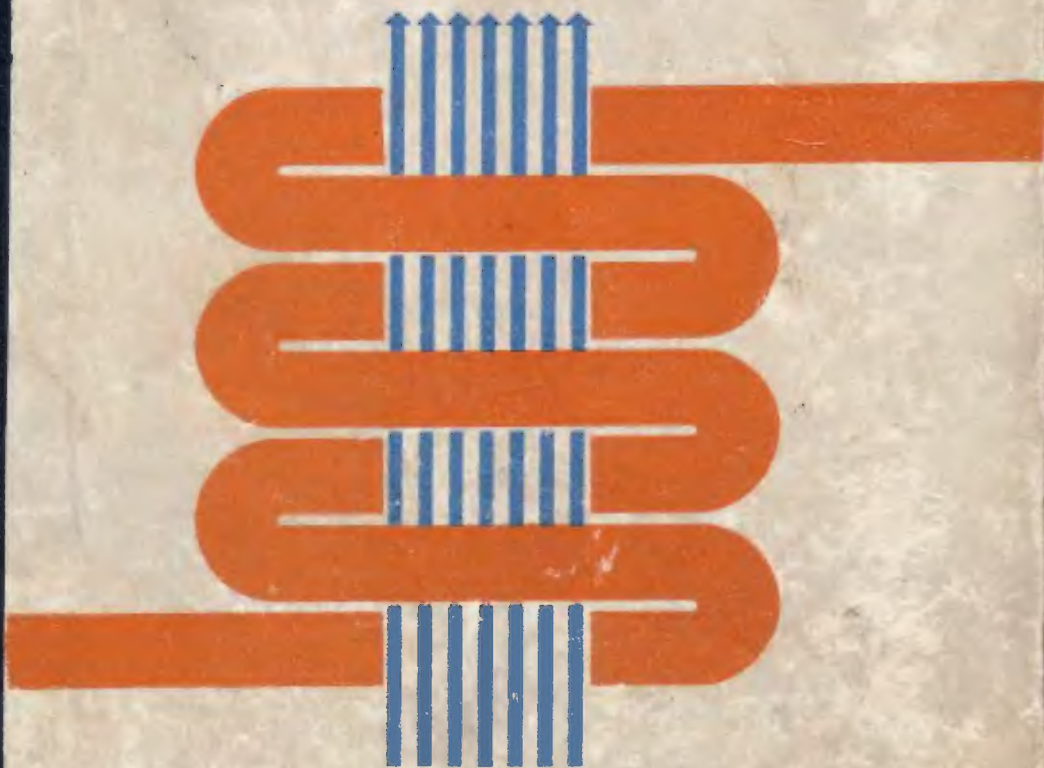


VISIT...

LANZAROTE
Caliente.COM

€29.12
K65

WWW.03-TS.RU



П. А. КОПАЧИНСКИЙ, В. П. ТАРАСКИН

**судовые
охлаждающие
и подогреватели
жидкостей**

П. А. КОПАЧИНСКИЙ, В. П. ТАРАСКИН

СУДОВЫЕ ОХЛАДИТЕЛИ И ПОДОГРЕВАТЕЛИ ЖИДКОСТЕЙ



ИЗДАТЕЛЬСТВО «СУДОСТРОЕНИЕ»
Ленинград
1968

В книге приводятся основные сведения по расчету и конструированию судовых охладителей и подогревателей жидкостей. Рассматриваются конструкции аппаратов в зависимости от целевого назначения и даются рекомендации по применению и выбору материалов основных деталей.

Излагаются вопросы сокращения габаритов и весов аппаратов, обеспечения надежности и долговечности конструкций и автоматического регулирования температур теплоносителей.

Книга предназначена для инженерно-технических работников, работающих в области проектирования теплообменных аппаратов, и для проектантов судовых систем. Она может быть использована также в качестве учебного пособия для студентов вузов и учащихся техникумов. В книге 101 иллюстрация, 32 таблицы и библиография (32 наименования).

3—18—5

57—68

КОПАЧИНСКИЙ ПЕТР АДАМОВИЧ, ТАРАСКИН ВЛАДИМИР ПЕТРОВИЧ
СУДОВЫЕ ОХЛАДИТЕЛИ И ПОДОГРЕВАТЕЛИ ЖИДКОСТЕЙ

Рецензенты: *инж. Ю. У. Духняков, инж. Н. Е. Кванталиани*

Научный редактор *С. Ф. Баяв* Редактор *Л. А. Турандина*

Технический редактор *Ю. Н. Коровенко* Корректоры: *А. Ф. Андрианова,*
О. И. Скрылева

Оформление переплета художника *В. А. Евтихьева*

Сдано в набор 20/II 1968 г. М-20869. Подписано к печати 8/IV 1968 г.

Формат издания 60×90¹/₁₆ печ. л. 15,437 (включая 1 вклейку) Уч.-изд. л. 14,0

Бумага типографская № 2 Изд. № 1994-67 Тираж 2500 экз. Цена 80 коп. Зак. № 467

Издательство «Судостроение», Ленинград, Д-65, ул. Гоголя, 8

Ленинградская типография № 4 Главполиграфпрома Комитета по печати при Совете Министров СССР, Социалистическая, 14

ОГЛАВЛЕНИЕ

	Стр.
От авторов	5
Глава I. Назначение аппаратов и их конструкции	6
§ 1. Общие положения	—
§ 2. Охладители воды	8
§ 3. Подогреватели воды	16
§ 4. Охладители масла	22
§ 5. Подогреватели топлива и масла	24
§ 6. Типизация и нормализация охладителей и подогревателей жидкостей	28
Глава II. Конструктивные элементы аппаратов	33
§ 7. Теплопередающие элементы	—
§ 8. Соединение трубных досок с корпусом	36
§ 9. Крепление трубок в трубных досках	37
§ 10. Крышки и днища	46
§ 11. Обеспечение плотности полостей теплоносителей	48
§ 12. Компенсаторы	51
§ 13. Тепловая изоляция	—
§ 14. Протекторная защита	56
§ 15. Детали крепления	58
§ 16. Меры по обеспечению надежности и долговечности конструкций	59
Глава III. Материалы	62
§ 17. Применяемые материалы и их характеристики	—
§ 18. Выбор материалов для основных деталей в зависимости от назначения аппаратов и условий их работы	78
Глава IV. Основы конструирования	84
§ 19. Выбор типа теплопередающей поверхности	85
§ 20. Распределение теплоносителей в аппарате	87
§ 21. Скорости теплоносителей	88
§ 22. Разбивка трубок и некоторые конструктивные параметры трубного пучка	89
Глава V. Тепловой, гидравлический и прочностной расчеты	94
§ 23. Тепловой расчет	—
§ 24. Коэффициенты теплоотдачи	95
§ 25. Коэффициенты теплопередачи	110
§ 26. Температурный напор	114
§ 27. Гидравлические расчеты	117
§ 28. Расчеты на прочность и плотность	122

Глава VI. Типовые расчеты	146
§ 29. Расчет охладителя воды	148
§ 30. Расчет подогревателя воды	153
§ 31. Расчет охладителя масла	157
§ 32. Расчет подогревателя топлива	166
§ 33. Расчет подогревателя масла	169
§ 34. Расчеты на прочность	171
Глава VII. Способы снижения весо-габаритных показателей судовых охладителей и подогревателей	174
§ 35. Использование способов снижения весо-габаритных показателей	—
Глава VIII. Автоматическое регулирование температур теплоносителей	187
§ 36. Выбор и описание регулирующих устройств и их элементов	—
§ 37. Принцип действия регулирующих устройств	194
§ 38. Чувствительные элементы	197
§ 39. Статические характеристики	200
Глава IX. Испытания аппаратов	203
§ 40. Виды испытаний и их назначение	—
§ 41. Контрольно-измерительные приборы и методика замеров	210
§ 42. Обслуживание аппаратов во время испытаний	217
§ 43. Техника безопасности	222
Приложения I—XVII	225
Литература	244

ОТ АВТОРОВ

Развитие судовых энергетических установок, увеличение их мощности, надежности и долговечности обуславливает создание надежных, эффективных, простых в изготовлении и эксплуатации судовых теплообменных аппаратов, являющихся неотъемлемой частью энергетических установок.

В данной работе изложены основные положения по проектированию судовых охладителей и подогревателей жидкостей, рассмотрены различные конструкции аппаратов, приведены типовые тепловые и гидравлические расчеты, указаны средства и способы автоматического регулирования температур теплоносителей, а также виды испытаний теплообменных аппаратов.

Компоновка материала и распределение его по главам и параграфам произведены с учетом специфики проектирования и изготовления аппаратов, что, по мнению авторов, облегчает пользование книгой.

При составлении книги были использованы сведения, опубликованные главным образом в отечественной литературе, а также материалы, отражающие опыт проектирования, изготовления и эксплуатации судовых охладителей и подогревателей жидкостей, накопленный организациями и предприятиями судостроительной промышленности.

Авторы выражают благодарность инженерам Ю. У. Духнякову, Н. Е. Кванталиани и научному редактору канд. техн. наук С. Ф. Баеву за ценные указания, сделанные при просмотре рукописи.

Все замечания и пожелания направлять по адресу: Ленинград, Д-65, ул. Гоголя, 8, издательство «Судостроение».

ГЛАВА I

НАЗНАЧЕНИЕ АППАРАТОВ И ИХ КОНСТРУКЦИИ

§ 1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Судовые охладители и подогреватели жидкостей представляют собой устройства, в которых происходит передача тепла от одной среды (теплоотдающей) к другой (тепловоспринимающей).

По характеру обмена теплом судовые охладители и подогреватели являются в основном теплообменными аппаратами поверхностного типа, когда передача тепла от теплоотдающей среды к тепловоспринимающей происходит через разделяющую их поверхность, а по принципу работы — рекуперативными (передача тепла происходит при одновременном протекании теплообменивающихся сред).

По назначению судовые охладители и подогреватели жидкостей можно подразделить на энергетические, вспомогательные и бытовые. Аппараты первой группы применяются в системах охлаждения воды и масла главных двигателей, для подогрева питательной воды в конденсатно-питательных системах и подогрева топлива перед форсунками паровых котлов.

Аппараты второй группы используются в судовых системах и вспомогательных установках для охлаждения (подогрева) воды или вязких жидкостей.

В системах кондиционирования воздуха, отопления судовых помещений и санитарно-бытовых системах применяются аппараты третьей группы.

Несмотря на то что судовые охладители и подогреватели жидкостей различаются по назначению, роду теплоносителей и конструкции, можно сформулировать общие требования, которые необходимо учитывать при их проектировании. Основные эксплуатационные требования — это надежность аппаратов в течение заданного срока и простота обслуживания в судовых условиях. Конструкция аппарата и выбранные материалы должны исключать возможность возникновения эрозии и повреждения аппарата от разности температурных удлинений корпуса и поверхности теплообмена, а также от действия ударных нагрузок. Не должно быть

интенсивного отложения загрязнений на поверхности теплообмена, следует предусматривать возможность очистки, осмотра, ревизии и ремонта.

При выборе тракта теплоносителей необходимо учитывать их физико-химические свойства, давление, степень загрязненности и характер отложений. Теплоноситель с высоким давлением более загрязненный и менее вязкий целесообразнее направлять по трубкам, а другой теплоноситель — в межтрубное пространство. Это позволит сократить вес, габариты аппарата и облегчить его очистку. Величина давления и степень загрязненности теплоносителей определяют конструкцию соединения теплопередающего элемента с корпусом.

При проектировании охладителей и подогревателей жидкостей желательно предусматривать возможность установки их в вертикальном и горизонтальном положениях, обеспечив при этом выпуск воздуха при заполнении аппарата, а также слив теплоносителей.

Основными критериями оценки охладителей и подогревателей жидкости являются величины теплопередачи и гидравлических сопротивлений. Теплообменный аппарат совершеннее, если на циркуляцию теплоносителей для передачи единицы тепла затрачивается меньше мощности. Известно, что чем интенсивнее теплопередача, тем меньше поверхность теплообмена, а следовательно, меньше габариты и вес аппарата.

Достижение высоких значений коэффициента теплоотдачи при вынужденной конвекции сопряжено со значительными потерями напора. Отношение потерь напора в теплопередающем элементе к общим потерям напора в аппарате называют степенью использования потерь напора. Это отношение может служить одним из показателей конструктивного совершенства аппарата. Чем выше степень использования, тем совершеннее конструкция теплообменного аппарата. В связи с этим при проектировании теплообменного аппарата следует стремиться к тому, чтобы основная доля потерь напора приходилась на теплообменную поверхность.

Для судовых условий большое значение имеет компактность аппаратов, которая зависит не только от интенсивности процессов теплоотдачи, но и от величины коэффициентов компактности, т. е. от отношения поверхности теплообмена теплопередающего элемента к его объему.

При проектировании теплообменных аппаратов необходимо стремиться к созданию надежной в эксплуатации и технологичной конструкции, что обеспечит быстрое освоение производством новых аппаратов при минимальных затратах труда и материальных средств.

Большое разнообразие конструкций теплообменных аппаратов, в том числе судовых охладителей и подогревателей, обусловлено различным назначением аппаратов, многообразием условий, в

которых они работают, различным видом теплоносителей и большим диапазоном их параметров.

Рассмотрим конструкции судовых охладителей и подогревателей жидкостей в зависимости от их целевого назначения.

§ 2. ОХЛАДИТЕЛИ ВОДЫ

Охладители воды относятся к числу весьма распространенных судовых теплообменных аппаратов. В качестве одного из теплоносителей обычно служит пресная вода или дистиллят, используемые

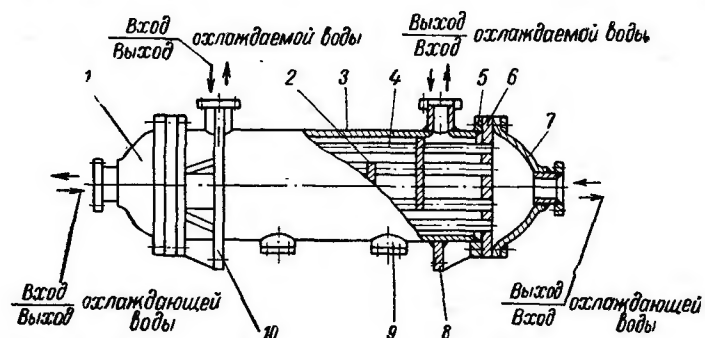


Рис. 1. Конструкция кожухотрубного одноходового охладителя воды из круглых трубок.

1, 7 — крышки; 2 — перегородка (диафрагма); 3 — корпус; 4 — трубка; 5 — фланец корпуса; 6 — трубная доска; 8, 10 — опоры; 9 — лючок-отстойник.

в энергетических установках для охлаждения аккумуляторных батарей, системах охлаждения электрических машин, цилиндров дизелей и т. д. Охлаждающей средой у таких аппаратов является морская или речная (заборная) вода.

Встречаются, однако, аппараты, у которых обе среды одинаковые (пресная вода, дистиллят, заборная вода). К их числу относятся так называемые охладители обратного хода, устанавливаемые в схемах деаэрируемой воды, секционные охладители заборной воды технологического назначения и др.

На рис. 1 показана конструкция охладителя воды поверхностного типа одноходового по охлаждающей воде и многоходового по охлаждаемой воде. Охладитель состоит из корпуса 3, крышек 1 и 7, трубок 4, закрепленных в трубных досках 6. Корпус охладителя цилиндрический сварной с приваренными с двух сторон фланцами. Патрубки для подвода и отвода рабочих сред расположены на корпусе и крышках.

На корпусе имеются опоры 8 (неподвижная) и 10 (подвижная для компенсации тепловых деформаций) для крепления аппарата к фундаменту. Внутри корпуса расположены поперечные перегородки

2 с сегментными вырезами, обеспечивающие поперечное омывание трубок теплоносителем. Охлаждаемая вода через патрубок направляется в межтрубное пространство, омывает теплообменные трубки 4 поперечно-продольным потоком, передает тепло охлаждающей воде и, охлажденная до определенной температуры, выходит из охладителя через патрубок. Охлаждающая вода подводится через патрубок, расположенный на крышке 1, проходит внутри трубок, нагревается, отбирая тепло от охлаждаемой воды, и выходит через патрубок, расположенный на крышке 7. Для пре-

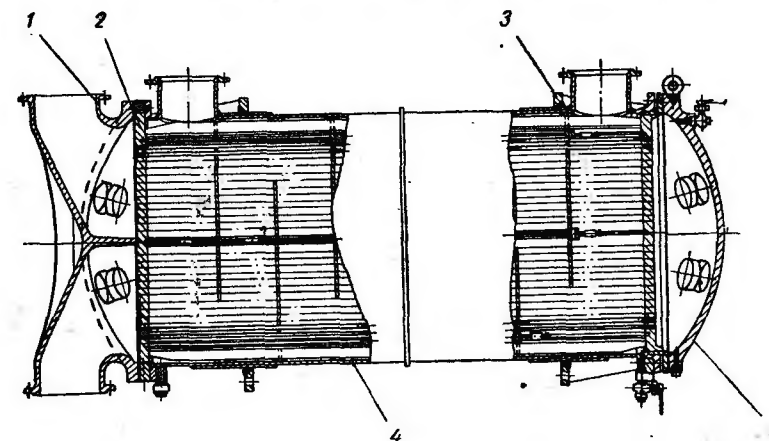


Рис. 2. Конструкция кожухотрубного двухходового охладителя воды из круглых трубок.

1, 5 — крышки; 2 — трубная доска; 3 — опора; 4 — корпус.

дотворения деталей охладителя, соприкасающихся с охлаждающей (заборной) водой, от разрушения в крышках охладителя устанавливаются протекторы.

Особенностью аппаратов такой конструкции является отсутствие поворотов охлаждающей воды в крышках, благодаря чему уменьшается вероятность отложения в водяных камерах (в местах поворотов), находящихся в воде водорослей и других механических включений. Однако при большой поверхности теплообмена сечение трубного пучка получается значительным, в результате чего трудно получить высокие скорости, т. е. поверхность теплообмена не может быть использована с полной эффективностью.

Для повышения скорости охлаждающей воды аппараты выполняют многоходовыми по трубному пространству (охлаждающей воде). Чтобы получить соответствующую скорость охлаждающей воды, в крышках водяных камер предусматривают перегородки, которые делят трубный пучок на две части и более. Конструкция такого охладителя с двумя ходами охлаждающей воды показана

на рис. 2. В этом охладителе в одной из водяных камер имеется перегородка, разделяющая трубный пучок на две части. Другая водяная камера, образованная крышкой 5, перегородки не имеет.

В аппаратах с четырьмя ходами охлаждающей воды по трубному пространству водяная камера, образованная одной из крышек, имеет одну перегородку, расположенную по диаметру аппарата и разделяющую ее на две равные части. Водяная камера, образованная другой крышкой, разделена двумя перегородками.

У аппаратов с нечетным числом ходов охлаждающей воды (три—пять) входной и выходной патрубки располагаются с разных концов аппарата.

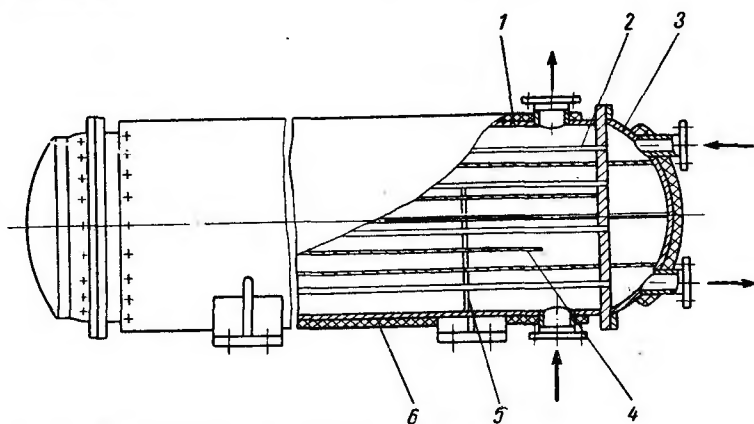


Рис. 3. Конструкция кожухотрубного охладителя воды с продольным потоком воды между трубками.

1 — корпус; 2 — трубки; 3 — крышка; 4 — продольная перегородка; 5 — поддерживающая перегородка; 6 — изоляция.

Другой разновидностью конструктивного выполнения являются охладители с продольным током в межтрубном пространстве (рис. 3). Корпус аппарата разделен продольными перегородками, образующими четыре хода воды в межтрубном пространстве. Число ходов по охлаждающей воде в таких аппаратах может быть равно числу ходов по охлаждаемой воде или отлично от него. С теплотехнической точки зрения лучше иметь одинаковое число ходов по обеим полостям, так как при этом обеспечивается полный противоток.

Встречаются аппараты с продольным током охлаждаемой воды, образованным перегородками крестовидной формы (звездочка) при диаметре корпуса аппарата 600—700 мм. Наружные концы звездочки приваривают к обечайке, внутренние входят в пазы заполнителя, выполненного из трубы небольшого диаметра с приваренными снаружи штампованными желобками. Могут быть и другие конструктивные решения по организации продольных токов охлаждаемой воды (см. гл. II).

При повышенных требованиях по чистоте теплоносителей и надежности в эксплуатации в конструкциях охладителей предусматривают двойные трубные доски (рис. 4). Более подробно о двойных трубных досках говорится в § 11.

Общим для всех рассмотренных конструкций охладителей является то, что прямые трубки закреплены в двух (одинарных или двойных) трубных досках и установлены в цилиндрический корпус (кожух). В связи с тем что конструкция таких аппаратов жесткая, их применение ограничивается появлением напряжений вследствие разности температурных удлинений стенок корпуса и трубок.

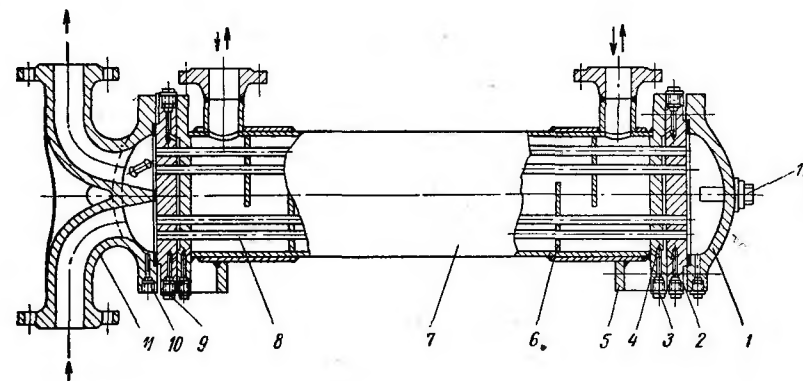


Рис. 4. Конструкция кожухотрубного охладителя воды с двойными трубными досками.

1, 11 — крышки; 2 — трубная доска наружная; 3 — пробка; 4 — трубная доска внутренняя; 5 — опора; 6 — диафрагма; 7 — кожус; 8 — трубка; 9, 10 — пробки; 12 — проктор.

Если необходимо осуществить охлаждение воды с перепадами температур, вызывающими большие температурные напряжения в корпусе и трубках вследствие их неодинаковых масс и различных коэффициентов линейного расширения, применяют аппараты с плавающей трубной доской, с U-образными трубками, змеевикового типа, используют также компенсаторы (см. § 12).

В качестве охладителей воды применяют аппараты секционного типа, являющиеся разновидностью кожухотрубных теплообменных аппаратов. Аппараты секционного типа представляют собой конструкцию, состоящую из одной или нескольких соединенных между собой секций. Каждая секция — это трубный пучок из одной или нескольких трубок, расположенных в трубе (кожухе) небольшого диаметра.

Конструкция секционных аппаратов позволяет путем последовательного или параллельного соединения секций компоновать аппарат любой производительности для самых различных параметров теплоносителей (рис. 5).

Конструкция секционного охладителя показана на рис. 6. Охладитель состоит из пяти одинаковых секций, включенных последовательно по обоим теплоносителям с соблюдением принципа противотока. Прямые трубки, заключенные в кожух 1, приваривают

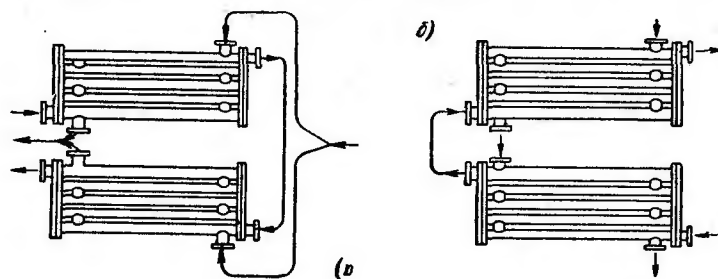


Рис. 5. Схемы включений секционных охладителей: а — параллельное; б — последовательное.

к трубным доскам 2. Для поддержания трубок внутри кожуха установлено по две диафрагмы. Трубные полости соединены между собой переходными коленами 3, межтрубные полости — патрубками 4. Крепление охладителя к фундаменту осуществляется при

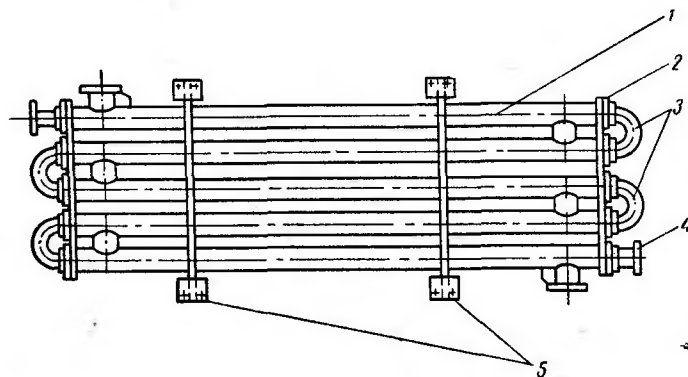


Рис. 6. Конструкция охладителя воды секционного типа.
1 — кожух (корпус); 2 — трубные доски; 3 — переходные колена; 4 — патрубки; 5 — опоры.

помощи опор 5. Для компенсации температурных деформаций одну из опор выполняют подвижной.

Одной из разновидностей кожухотрубных аппаратов являются аппараты змеевикового типа (рис. 7). Аппарат состоит из спиральной трубы (змеевика) 2, расположенной в корпусе 1. Один из теплоносителей поступает в корпус, другой движется внутри спираль-

ных трубок (змеевиков). В связи с тем что площадь сечения для прохода теплоносителя в корпусе без заполнителя значительно превышает площадь сечения змеевика или даже нескольких змеевиков, в центре аппарата устанавливают заполнитель в виде сердечника, вокруг которого навивают змеевики.

Использование заполнителя способствует увеличению скорости теплоносителя в межтрубном пространстве и интенсификации теплоотдачи с внешней стороны трубок. Кроме того, при движении воды по спиральным трубкам теплоотдача выше, чем при движении воды с той же скоростью по прямым трубкам.

Для аппаратов, где в качестве охлаждающей среды применяется морская вода, заполнители выполняют из углеродистой стали.

Одновременно эти заполнители служат защитой медноникелевых трубок от электролитической коррозии, т. е. являются протекторами. При проектировании змеевиковых аппаратов шаг навивки змеевиковой трубки рекомендуется выбирать с таким расчетом, чтобы зазор между смежными витками составлял 4—9 мм.

При использовании змеевиков различного диаметра следует иметь в виду, что расход охлаждающей жидкости, омывающей змеевики снаружи, распределяется пропорционально сечениям корпуса, приходящимся на соответствующие змеевики, т. е. пропорционально осевым окружностям змеевиков.

Аппараты змеевикового типа используют главным образом в качестве теплообменников (охладителей и подогревателей) воды для бытовых нужд, где применение аппаратов других конструкций ограничивается из-за высоких температурных перепадов и не может быть оправдано по ряду других соображений.

На судах с дизельными установками широко применяют аппараты с плоскими трубками (рис. 8). По сравнению с аппаратами, у которых пучок теплообменных трубок состоит из круглых трубок, охладители воды с плоскими трубками имеют меньший вес и габариты.

Плоские трубки бывают различной формы: гладкие, с лунками и с решетками (рис. 9). Корпус охладителя с плоскими трубками может иметь любую конфигурацию и размеры. Трубки изготавливают

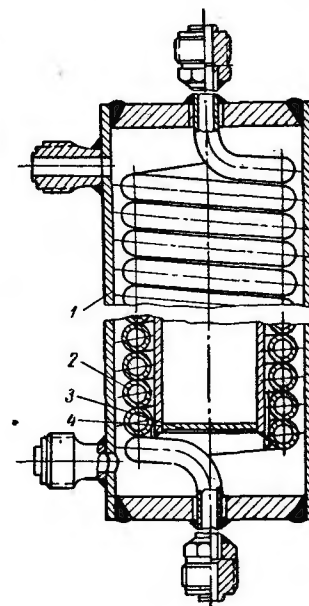


Рис. 7. Конструкция охладителя воды змеевикового типа.

1 — корпус; 2 — змеевик; 3 — дноще заполнителя; 4 — ааполнитель.

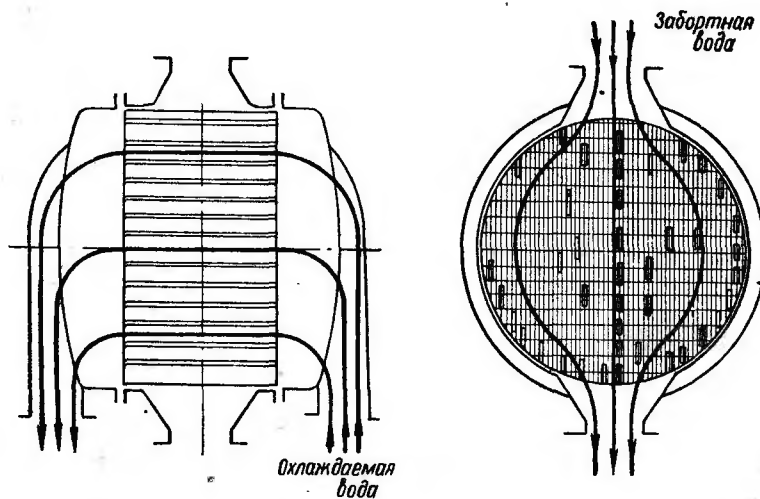


Рис. 8. Схема плоскотрубного охладителя воды.

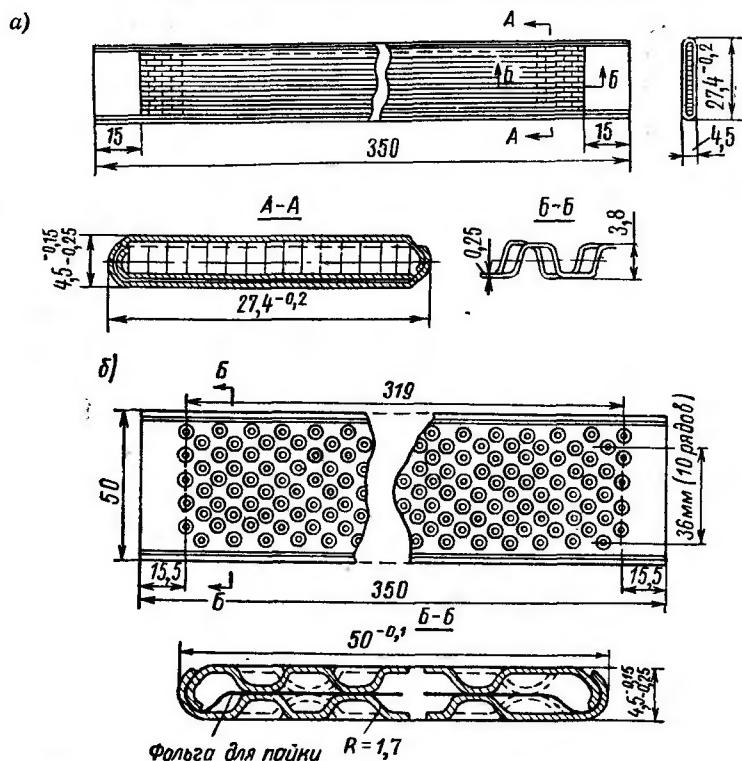


Рис. 9. Плоские трубки: а — с решеткой; б — с лунками.

из двух пластин, на поверхности которых выштампованы лунки диаметром 5 и глубиной 2 мм. Пластины собирают так, что выступы их лунок совпадают внутри трубок, в результате чего получается сложный лабиринт для потока жидкости. Размер поперечного сечения трубок $50 \times 4,5$ мм, длина трубки не ограничивается.

Плоские трубки с решетками состоят из двух гладких пластин, между которыми располагается специальная штампованная решетка, выполняющая роль турбулизатора. Кроме того, решетка придает трубке дополнительную жесткость.

Крепление плоских трубок в трубных досках производится следующим образом. В трубных досках в зависимости от их толщины штампуют или фрезеруют специальные пазы, в которые заводят трубки и развальцовывают в них специальной оправкой. Предварительно концы трубок лудят свинцовооловяни-

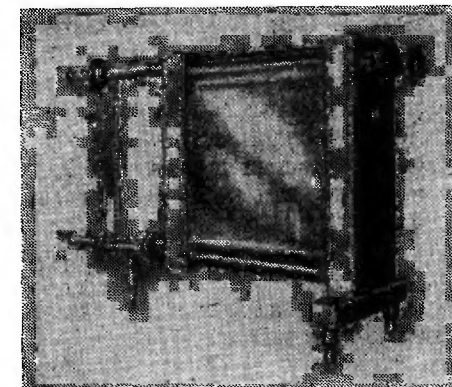


Рис. 10. Общий вид охладителя воды пластинчатого типа.

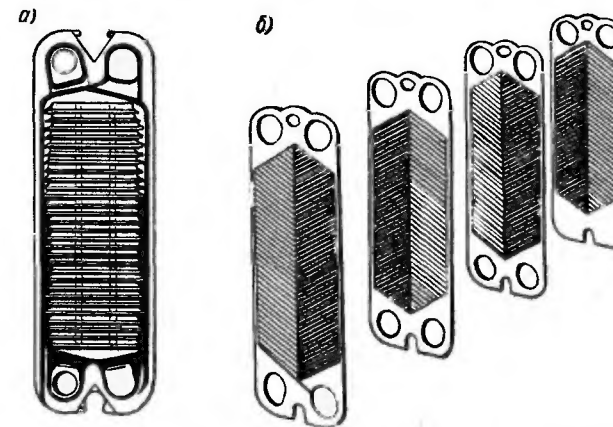


Рис. 11. Профилированные пластины: а — с вертикальными каналами; б — с шевронным гофром.

стым припоем. Затем пространства между концами трубок и внешней стороной трубной доски заливают припоем.

Кроме рассмотренных конструкций охладителей воды, заслуживают внимания аппараты пластинчатого типа (рис. 10), представ-

ляющие собой набор профилированных пластин, набранных в пакеты, с расстоянием один от другого 3—5 мм. Выбор материала пластин зависит от рода теплоносителей. Теплопередающие элементы, которыми являются сами пластины, могут быть с горизонтальными или вертикальными каналами, с гофрами различной конфигурации и т. д. (рис. 11).

Преимуществами аппаратов данного типа являются компактность, возможность изменения поверхности теплообмена путем изменения числа пластин, а также быстрая разборка и сборка для осмотра, очистки и ремонта. К недостаткам следует отнести большое количество разъемных соединений и ограниченные давления жидкостей.

§ 3. ПОДОГРЕВАТЕЛИ ВОДЫ

На судах широко применяются теплообменные аппараты, предназначенные для подогрева воды. В зависимости от использования подогреваемой воды применяют подогреватели питательной воды (ППВ), устанавливаемые в системах энергетических установок; подогреватели забортной воды (ПЗВ), применяемые для подогрева забортной воды в испарительных установках, для бытовых нужд и т. д.; водоподогреватели (водонагреватели) небольших производительностей для приготовления горячей воды на санитарно-бытовые нужды (ВС, ВБА).

Подогреватели питательной воды применяют в паровых энергетических установках для повышения термического к. п. д. цикла. Подогрев воды осуществляется, как правило, отработавшим паром от приводов вспомогательных механизмов.

Характерным для ППВ является применение U-образных трубок.

На рис. 12 показана конструкция ППВ поверхностного типа судовой энергетической установки. Подогреватель состоит из корпуса 3, трубной батареи с пучком U-образных латунных трубок 7 и крышки с патрубками для входа и выхода воды 1. К цилиндрическому сварному корпусу подогревателя приварено днище 12, фланец, патрубки для входа пара 14 и выхода конденсата 11 и две опоры для крепления подогревателя к фундаменту. Для защиты нагревательных трубок от коррозии в паровом патрубке установлен паротбойник. Для наблюдения за уровнем конденсата в корпусе на подогревателе имеется указательная колонка. Крышка подогревателя литая эллиптической формы с приемным и отливным патрубками. Иногда ее выполняют штампованной с приварными фланцами.

Многоходовой поток воды по трубкам осуществляется благодаря перегородкам в крышке. В нижней части крышки предусмотрен приварыш для осушения. Отверстие в приварыше закрыто пробкой.

Теплопередающий элемент подогревателя состоит из трубной доски 20 с U-образными трубками, развальцованными с обоих кон-

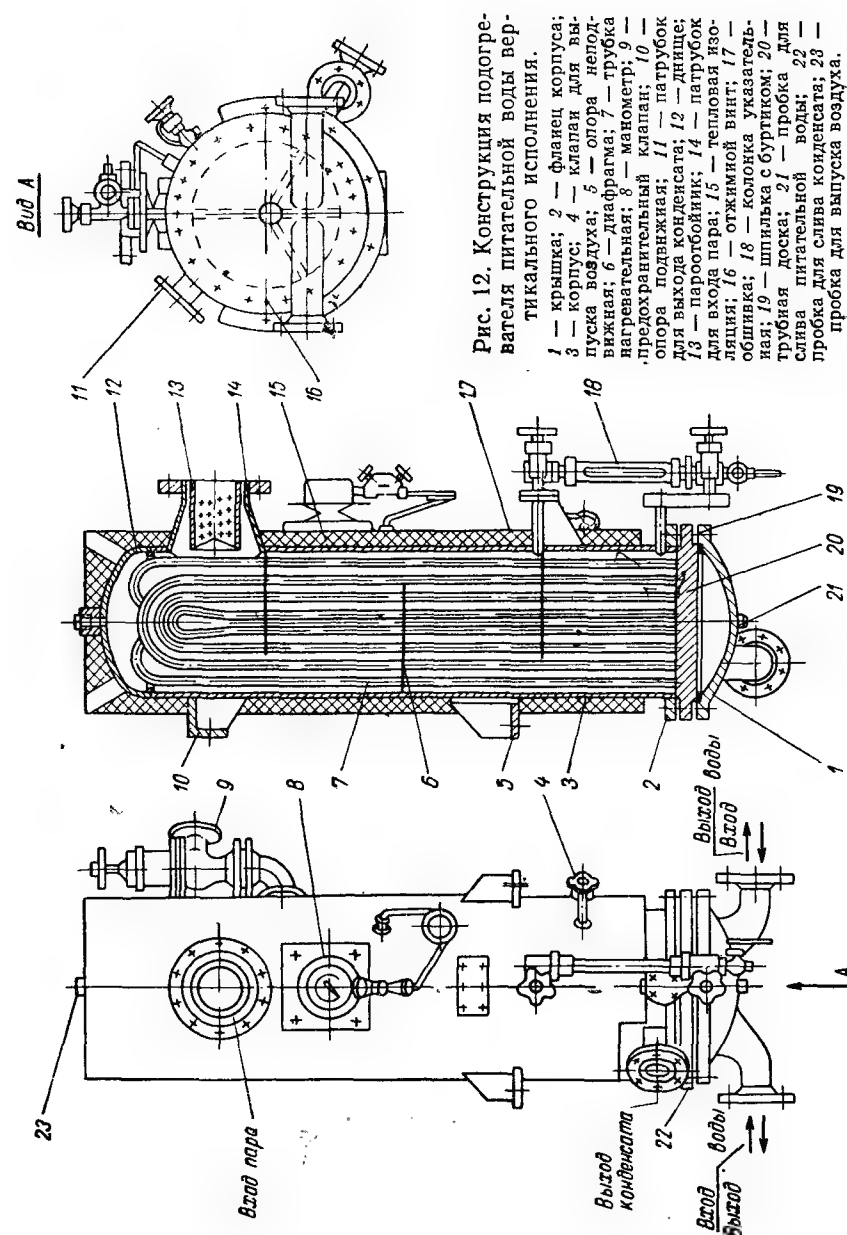


Рис. 12. Конструкция подогревателя питательной воды вертикального исполнения.

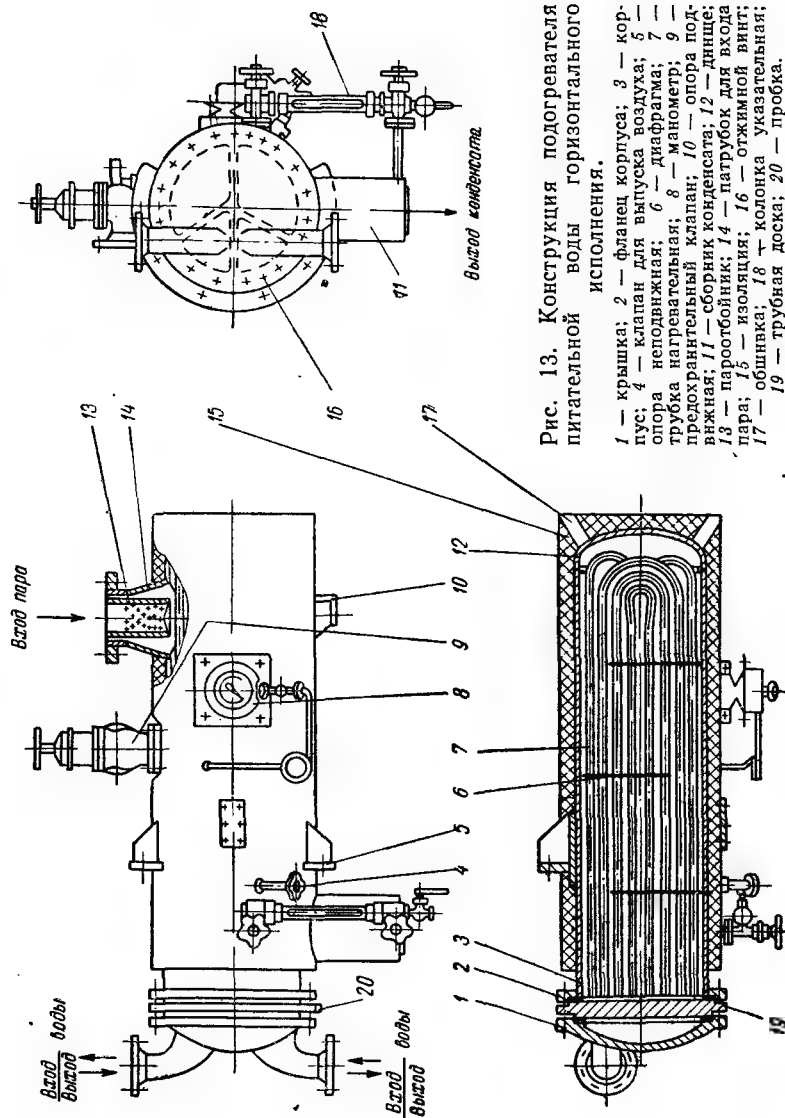


Рис. 13. Конструкция подогревателя питательной воды горизонтального исполнения.

1 — крышка; 2 — фланец корпуса; 3 — корпус; 4 — клапан для выпуска воздуха; 5 — опора неподвижная; 6 — диафрагма; 7 — трубка нагревательная; 8 — манометр; 9 — предохранительный клапан; 10 — опора подвижная; 11 — сборник конденсата; 12 — днище; 13 — паротбойник; 14 — патрубок для входа пара; 15 — изоляция; 16 — отжимной винт; 17 — обшивка; 18 — колонка указательная; 19 — трубная доска; 20 — пробка.

цов, и поперечных сегментных перегородок 6, служащих для поддержания трубок и создания поперечного потока греющего пара в корпусе.

Корпус подогревателя снаружи покрыт изоляцией и обшит стальными оцинкованными листами. Крышка изолирована матрасами. Подогреватель снабжен манометром 8, установленным на отдельном щитке, для измерения давления греющего пара. Термометры для измерения температуры питательной воды на выходе и измерения температуры греющего пара на входе устанавливают, как правило, на трубопроводах вблизи подогревателя. Для полной конденсации греющего пара на конденсатном трубопроводе за подогревателем устанавливают конденсатоотводчик, который обеспечивает поддержание некоторого уровня конденсата в корпусе подогревателя и исключает проскок пара в систему.

Питательная вода через приемный патрубок поступает в камеру крышки, оттуда направляется в трубки, проходя соответствующее число ходов, нагревается за счет тепла конденсирующегося пара и выходит из подогревателя через отливной патрубок крышки.

Греющий пар через патрубок и установленный в нем паротбойник посту-

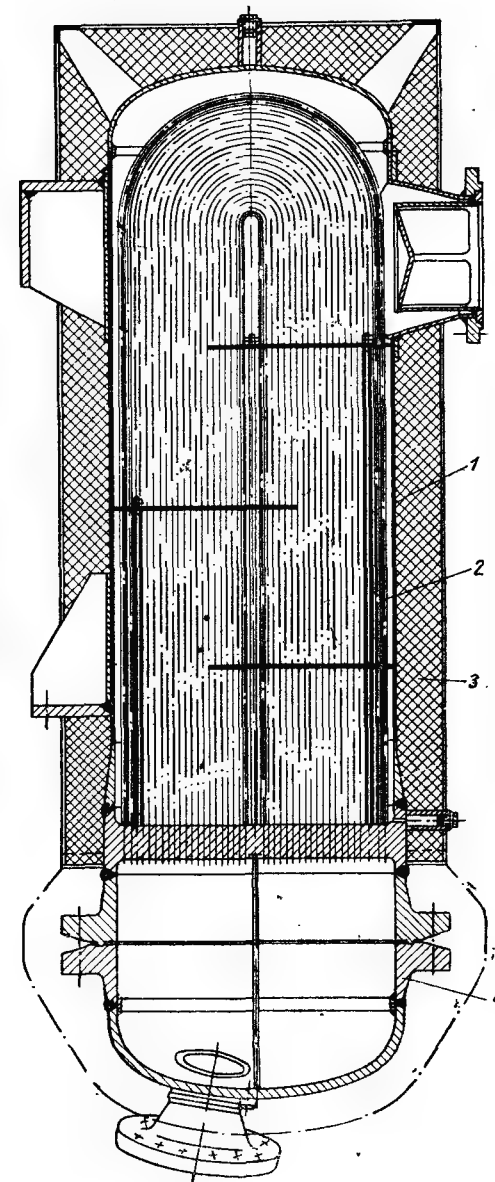


Рис. 14. Конструкция подогревателя питательной воды высокого давления.

1 — корпус; 2 — трубки; 3 — изоляция; 4 — крышка.

пает в межтрубное пространство подогревателя, движется в нем, огибая перегородки, омывает трубки снаружи, отдавая свое тепло воде, и конденсируется. Конденсат отводится из корпуса подогревателя через конденсатный патрубок в нижней части корпуса. Воздух, выделяющийся при конденсации пара, удаляется из корпуса через клапан, установленный на корпусе.

На рис. 13 можно видеть конструкцию горизонтального ППВ. В отличие от подогревателя воды, показанного на рис. 12, в горизонтальном подогревателе на корпусе со стороны фланца располо-

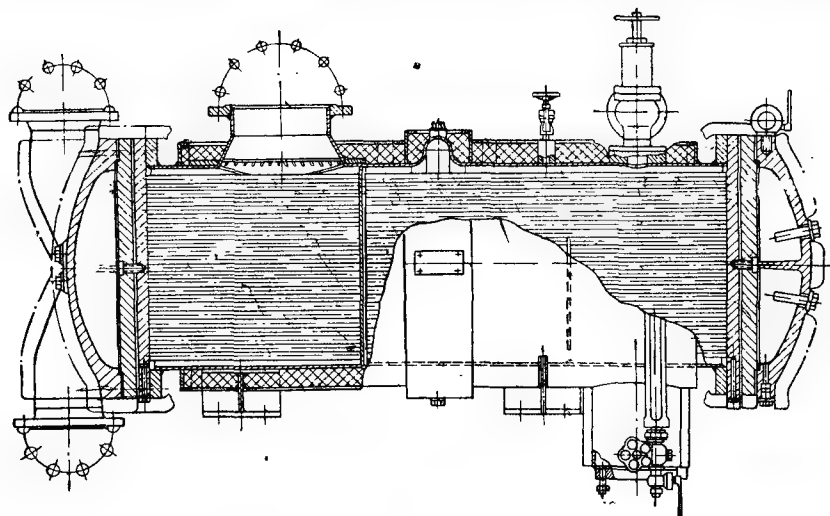


Рис. 15. Конструкция подогревателя заборной воды с прямыми трубками.

жен сборник конденсата 11 с приварышем для выхода конденсата. Для осушения паровой полости после выключения аппарата на дне сборника конденсата 11 предусматривается приварыш. Осушение водяной полости производится через отверстие в трубной доске, сообщающееся с полостью крышки и закрытое пробкой 20.

В зависимости от расположения в тепловой схеме ППВ подразделяются на аппараты низкого и высокого давления. Величина давления в основном определяет конструкцию аппарата. Так, подогреватели низкого давления выполняют разборными с демонтируемой трубной батареей. Соединение трубной батареи с фланцем корпуса и крышкой осуществляется при помощи шпилек с буртиком. Плотность фланцевых соединений обеспечивается паронитовыми прокладками. Конструкция такого аппарата при определенных расчетных толщинах основных деталей и узлов обеспечивает надежную работу при давлениях питательной воды примерно $50\text{--}55 \text{ кг/см}^2$.

При давлениях, превышающих эти величины, может быть принята неразборная конструкция подогревателя лишь с одной съемной крышкой (рис. 14). В этом случае корпус подогревателя приваривают к трубной доске. Соединение трубной доски с крышкой — фланцевое, крепление осуществляется болтами из высоколегированной стали. Уплотнение фланцевого соединения обеспечивается медной прокладкой.

Конструкция подогревателя заборной воды (ПЗВ) с прямыми трубками показана на рис. 15. Подогрев воды осуществляется поступающим в корпус паром при движении заборной воды внутри трубок, закрепленных обоими концами в неподвижных трубных досках. Для компенсации температурных удлинений на корпусе аппарата установлен компенсатор.

В отличие от подогревателей воды (рис. 12, 13, 14) с U-образными трубками в ПЗВ применяются прямые трубки, в результате чего уменьшается вероятность их засорения и облегчается чистка.

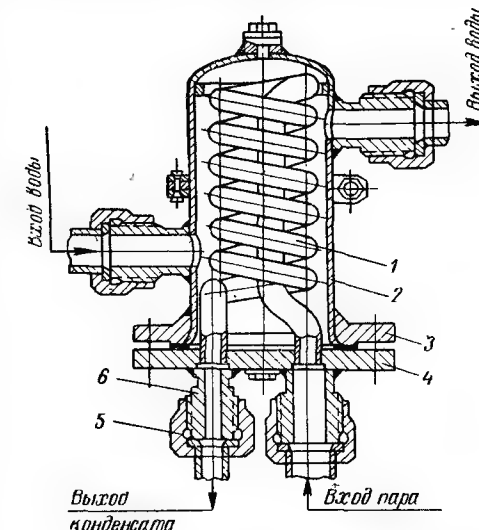


Рис. 16. Конструкция водонагревателя бытового скоростного (ВС).

1 — змеевик; 2 — корпус; 3 — фланец корпуса; 4 — крышка; 5 — гайка накидная; 6 — штуцер.

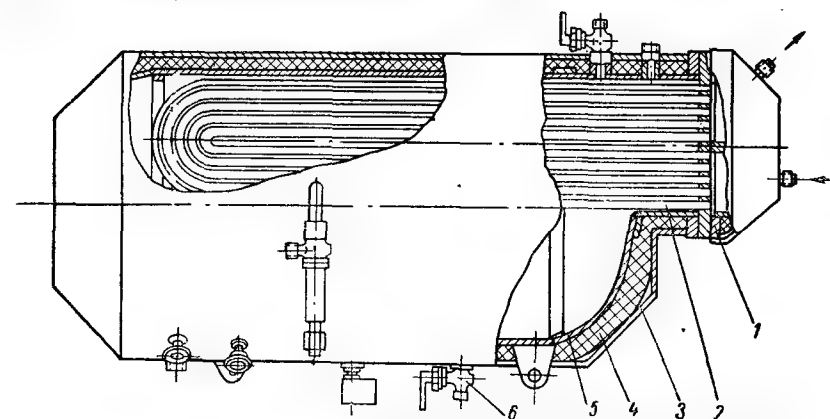


Рис. 17. Конструкция водонагревателя бытового емкостного (БСА).

1 — крышка; 2 — трубки; 3 — кожух; 4 — изоляция; 5 — корпус; 6 — кран.

Трубные доски, трубы и крышки подогревателя, соприкасающиеся с забортной водой, выполняют из коррозионноустойчивых материалов в среде морской воды. В крышках водяных камер устанавливают протекторы.

Подогрев воды для санитарно-бытовых нужд осуществляется в широко применяемых водонагревателях типов ВБ, ВС, ВЕА. В зависимости от принципа действия и конструктивного выполнения эти водонагреватели подразделяются на скоростные (рис. 16) и емкостные (рис. 17). Основные детали скоростных водонагревателей (корпус, змеевик, крышка) выполняют из материалов, коррозионноустойчивых в среде морской воды (в случае применения водонагревателей для подогрева морской воды), и из стали — для подогрева пресной воды.

Емкостные водонагреватели используют только для подогрева пресной воды, поэтому все их детали выполняют стальными или из алюминивно-магниевого сплава.

Внутренние поверхности скоростных водонагревателей из цветных сплавов, кроме того, покрывают защитным покрытием (лудят).

Температуру нагреваемой воды в водонагревателях можно регулировать вручную, а также с помощью специальных регуляторов температуры.

§ 4. ОХЛАДИТЕЛИ МАСЛА

В судовых энергетических установках, вспомогательных механизмах и системах для смазки трущихся поверхностей механизмов, охлаждения приборов и в качестве рабочего тела в гидравлических системах широко применяются минеральные масла различных марок. Во всех случаях масло участвует в отводе тепла от работающих механизмов.

Для получения требуемых физических параметров нагретое масло необходимо охлаждать до соответствующей температуры. Охлаждение масла производится в поверхностных теплообменных аппаратах — маслоохладителях.

В судовых условиях для охлаждения масла, как правило, используется забортная вода. Особенности физико-химических свойств масел (высокая вязкость, низкая теплопроводность и теплоемкость), а также жесткие требования в отношении их высокой чистоты определили конструкции маслоохладителей и требования, предъявляемые к ним при изготовлении и эксплуатации. Вследствие высокой вязкости масла невозможно создать турбулентный режим движения, поэтому теплопередача в маслоохладителях происходит при ламинарном режиме течения масла, когда полностью отсутствует турбулизирующее действие естественной конвекции. В связи с этим для интенсификации теплопередачи в маслоохладителях стремятся улучшить перемешивание масла при прохождении его через теплообменник, используя перегородки или турбулиза-

торы. При этом улучшение теплоотдачи сопровождается увеличением гидравлического сопротивления.

В маслоохладителях с теплообменной поверхностью, состоящей из гладких круглых трубок, охлаждаемое масло выгоднее направлять в межтрубное пространство с обтеканием трубок поперечным потоком. Организация поперечного потока масла осуществляется путем установки перегородок, надеваемых на теплообменные трубки. Конструкция такого маслоохладителя аналогична показанной на рис. 1 и 2.

Если предъявляются особенно жесткие требования по исключению попадания одной рабочей среды в другую, в маслоохладителях, как и в охладителях воды, применяют двойные трубные доски (см. рис. 4).

При давлении рабочих сред до 10 кг/см^2 целесообразно использовать конструкцию маслоохладителя с демонтируемым трубным пучком (рис. 18).

Особенность конструкции маслоохладителя с демонтируемым трубным пучком заключается в следующем: трубная доска 2 жестко крепится к фланцу корпуса, а другая трубная доска 6 размещается внутри корпуса и имеет сальниковое уплотнение, состоящее из резиновых колец 17, распорного кольца 16 и нажимного фланца 7. Маслоохладители с сальниковым уплотнением могут успешно применяться при высоких термических напряжениях, возникающих от разности температур корпуса и трубок и вследствие различных коэффициентов линейного расширения материала. В этом случае подвижная трубная доска скользит в сальнике, что дает хорошую компенсацию. У аппаратов такой конструкции при изготовлении проще обеспечить чистоту межтрубной полости, так как сборка трубного пучка производится вне корпуса аппарата. Это позволяет производить обдувку или промывку трубок в процессе их комплектования.

Для условий, когда на конструкцию аппарата в совокупности действуют высокие термические напряжения и давления рабочих сред, можно применять конструкцию маслоохладителя с U-образными трубками, но только в том случае, если охлаждающая вода внутри трубок достаточно чистая. В противном случае трубки в местах погиба будут быстро засоряться.

В судовых дизелях для охлаждения масла широко применяют также конструкции маслоохладителей с плоскими трубками (см. рис. 8).

В маслоохладителях с плоскими гладкими трубками поток масла направляется поперек трубы путем установки сегментных или кольцевых перегородок. Частое расположение перегородок позволяет значительно повысить жесткость трубок.

Маслоохладители из плоских трубок с лунками имеют меньшие габариты и вес по сравнению с перечисленными конструкциями маслоохладителей. Теплоотдача в плоских трубках с лунками в два-три раза выше, чем в круглых гладких трубках.

Маслоохладители из плоских трубок с решетками имеют самые малые габариты и вес по сравнению с рассмотренными маслоохладителями.

Недостатком аппаратов с плоскими трубками является трудность очистки и компоновки больших поверхностей теплообмена.

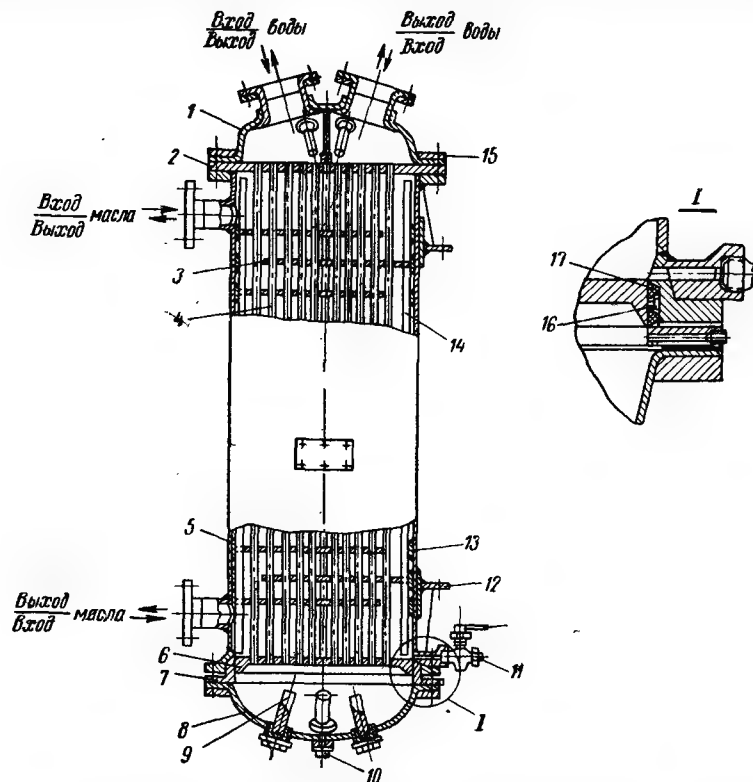


Рис. 18. Конструкция маслоохладителя с демонтируемым трубным пучком.

1, 8 — крышки; 2 — трубная доска; 3 — диафрагма; 4 — трубка; 5 — корпус; 6 — трубная доска (плавающая); 7 — фланец нажимной; 9 — протектор; 10 — пробка; 11 — кран; 12 — опора; 13 — кольцо; 14 — направляющая; 15 — накладной фланец; 16 — распорное кольцо; 17 — резиновое кольцо.

Кроме того, изготовление аппаратов из плоских трубок требует больших затрат, чем изготовление аппаратов, у которых теплообменная поверхность скомпонована из круглых трубок.

§ 5. ПОДОГРЕВАТЕЛИ ТОПЛИВА И МАСЛА

Для паровых котлов судовых энергетических установок в качестве топлива применяют мазуты различных марок. Принято, что для правильного распыливания и сжигания жидкого топлива в

форсунках котлов необходимо, чтобы вязкость его была примерно $3,5-4^\circ \text{ ВУ}$. Такая вязкость может быть получена у мазутов только в результате их нагрева в поверхностных теплообменных аппаратах (подогревателях топлива) до определенной температуры.

Греющей средой в судовых условиях, как правило, является водяной пар. Высокие температуры греющего пара, приводящие к значительным термическим напряжениям в материалах, требования по исключению попадания топлива в греющий пар, возможность коксования топлива и в связи с этим затруднительная очистка по-

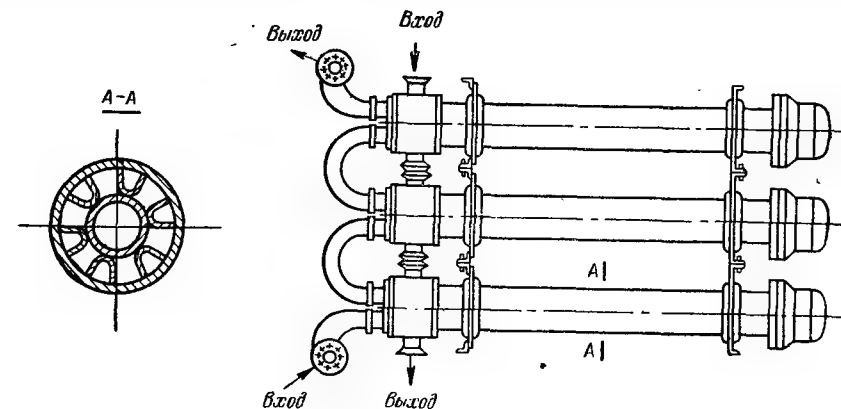


Рис. 19. Схема секционного подогревателя топлива.

верхностей нагрева определили следующие основные судовые конструкции кожухотрубных подогревателей топлива: секционные (ПТС), с U-образными трубками (ПТК), с прямыми трубками, закрепленными в неподвижных трубных досках, с прямыми трубками и плавающей трубной доской, змеевиковые. Из перечисленных конструкций наиболее широко применяются секционные подогреватели топлива и с U-образными трубками. Секционные подогреватели относятся к широко распространенным теплообменникам типа «труба в трубе» (рис. 19).

Секционные подогреватели топлива отличаются простотой конструкции и надежностью в эксплуатации. Путем последовательного или параллельного соединения отдельных секций можно компоновать подогреватели топлива любой производительности для самых различных давлений греющего пара и потерь напора топлива. Аппараты такого типа удобны для размещения в судовых помещениях.

К недостаткам секционных подогревателей топлива следует отнести сравнительно большие габариты подогревателей, имеющих

большую производительность, в связи с чем их применение ограничивается небольшими производительностями.

Применяемые на судах конструкции секционных подогревателей топлива отличаются одна от другой в основном характером оребрения нагревательных трубок.

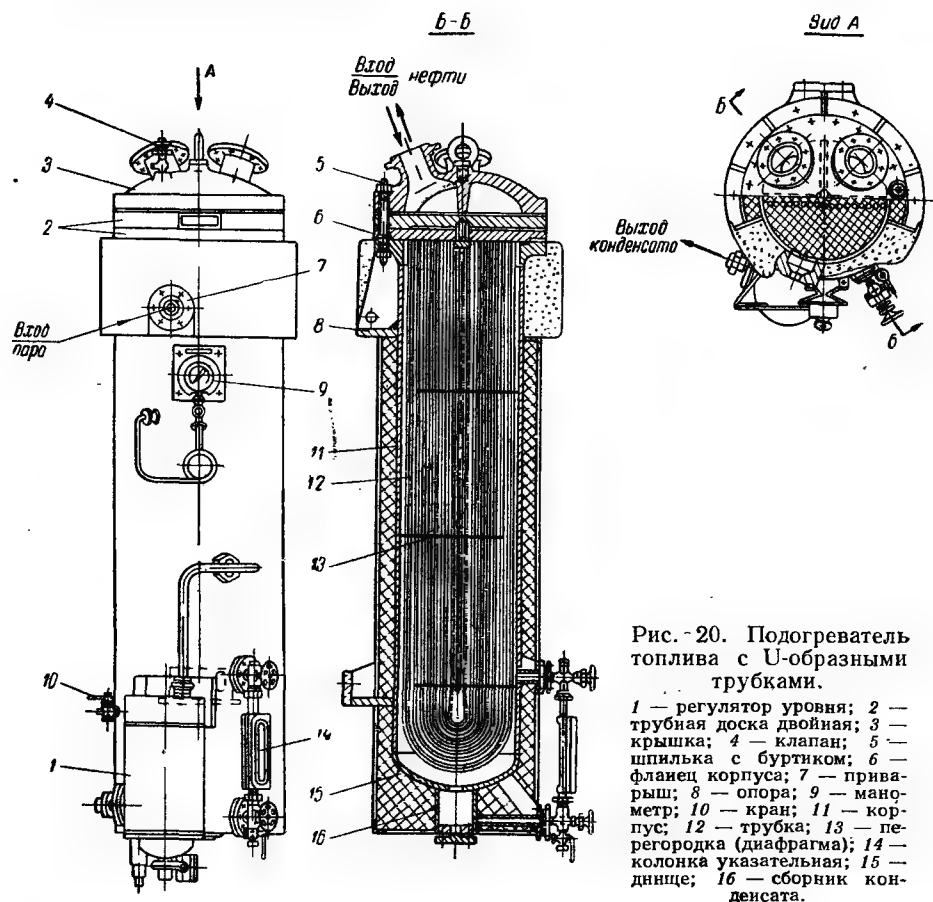


Рис. 20. Подогреватель топлива с U-образными трубками.

1 — регулятор уровня; 2 — трубная доска двойная; 3 — крышка; 4 — клапан; 5 — шпилька с буртиком; 6 — фланец корпуса; 7 — приварыш; 8 — опора; 9 — манометр; 10 — кран; 11 — корпус; 12 — трубка; 13 — перегородка (диафрагма); 14 — колонка указательная; 15 — днище; 16 — сборник конденсата.

Для производительности по топливу более 1000 кг/час обычно применяют подогреватели топлива с U-образными трубками (рис. 20).

Конструкция подогревателей топлива с U-образными трубками по сравнению с другими конструкциями имеет значительные преимущества. Отсутствуют вторая трубная доска и вторая крышка, что уменьшает вес и габариты подогревателя, а также трудоемкость изготовления. Кроме того, при этом вдвое уменьшается количество

вальцовочных соединений трубок с трубной доской, в результате чего увеличивается надежность работы подогревателя, так как из опыта эксплуатации известно, что нарушение плотности вальцовки трубок в трубных досках — наиболее распространенный дефект при эксплуатации. U-образные трубки свободно удлиняются под действием температуры, в связи с чем вальцовочные соединения разгружаются от температурных напряжений. Это также способствует повышению надежности работы подогревателя. Недостатком подогревателей топлива с U-образными трубками являются невозможность очистки внутренней поверхности трубки механическим путем, а также трудность замены вышедшей из строя трубки.

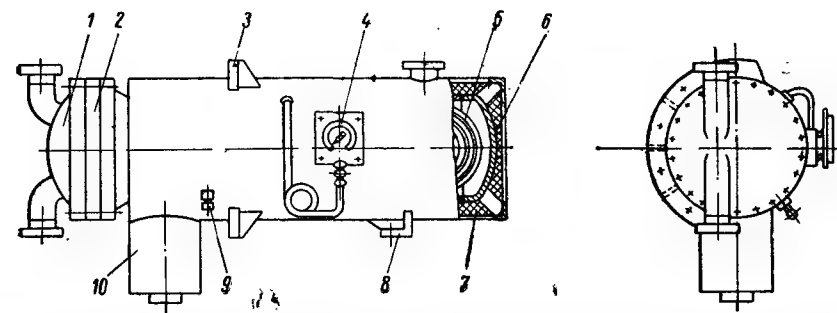


Рис. 21. Маслоподогреватель с U-образными трубками.

1 — крышка; 2 — трубная доска; 3 — неподвижная опора; 4 — манометр; 5 — трубка; 6 — корпус; 7 — изоляция; 8 — подвижная опора; 9 — клапан для выпуска воздуха; 10 — сборник конденсата.

В отличие от подогревателей воды (см. § 3) в конструкции подогревателя с U-образными трубками устанавливают двойные трубные доски для исключения смещения рабочих сред при нарушении вальцовки трубок и особенно попадания топлива в пар, что может привести к выходу из строя котла и загрязнению всей питательной системы.

К числу подогревателей вязких жидкостей относятся подогреватели масла. В некоторых случаях, например перед сепарацией масла, необходимо уменьшить его вязкость. Для этого масло нагревают в теплообменных аппаратах — маслоподогревателях, (рис. 21).

В судовых маслоподогревателях греющей средой служит пар или горячая вода. Это приводит к тому, что в деталях и узлах маслоподогревателей возникают значительные напряжения. Эти напряжения устраняются применением в конструкции изогнутых U-образных трубок. В основном конструкция маслоподогревателей мало отличается от конструкции кожухотрубных аппаратов с U-образными трубками (рис. 12, 20). Возможно также применение аппаратов змеевикового типа.

§ 6. ТИПИЗАЦИЯ И НОРМАЛИЗАЦИЯ ОХЛАДИТЕЛЕЙ И ПОДОГРЕВАТЕЛЕЙ ЖИДКОСТЕЙ

Большая потребность в охладителях и подогревателях жидкостей для судов различных классов и назначений и в связи с этим разнообразие требований, предъявляемых к ним в отношении характеристик и конструкций, приводит к значительному объему работ по их проектированию и изготовлению. Поэтому разработка мероприятий по улучшению организации проектирования и изготовления и, следовательно, уменьшению стоимости теплообменных аппаратов является актуальной задачей.

К числу основных мероприятий следует отнести типизацию и нормализацию теплообменных аппаратов с применением максимального количества унифицированных узлов и деталей, требующих минимальной трудоемкости для изготовления, при наиболее полном использовании имеющейся оснастки и оборудования заводов-изготовителей.

Основной характеристикой кожухотрубных теплообменных аппаратов является поверхность теплообмена, величина которой может быть подсчитана из уравнения

$$F = \pi d_n n l \text{ м}^2, \quad (1)$$

где d_n — наружный диаметр трубок, м;
 n — число трубок в пучке, шт.;
 l — длина трубок, м.

Значения d_n , n и l могут быть различными в зависимости от возможностей производства и эксплуатационных требований. Это позволяет иметь большое число вариантов конструктивных размеров теплообменных аппаратов.

При изготовлении кожухотрубных теплообменных аппаратов самыми трудоемкими операциями являются изготовление трубных досок, крышек и корпусов. Следовательно, для повышения экономической эффективности типизации необходимо в первую очередь ограничить вариацию размеров диаметра корпуса D_k и диаметров трубок d_n .

Для ограничения количества размеров теплообменников и рационального выбора их из большого числа возможных вариантов необходимо предварительно изучить и проанализировать основные параметры применяемых на судах охладителей и подогревателей жидкостей и после этого установить интервал наиболее часто встречающихся параметров. Затем из числа возможных вариантов теплообменных аппаратов принять для нормализации те типоразмеры, которые могут обеспечить все параметры в установленном интервале. Так, нормалью «Аппараты теплообменные кожухотрубные с прямыми трубками судовые» (ОН9 — 487 — 64) предусмотрен ряд типоразмеров судовых кожухотрубных теплообменных аппаратов с прямыми трубками, предназначенными для охлаждения

масла или пресной воды (дистиллята) морской водой в системах энергетических установок судов всех классов, типов и назначений.

Перед разработкой нормали был произведен анализ параметров применяемых на судах охладителей и подогревателей жидкостей и в результате установлены следующие значения температур и давлений масла и воды, поступающих на охлаждение: температура, °С (масла 70, пресной воды 90), давление, кг/см^2 (охлаждаемой среды до 20, охлаждающей среды до 40).

Из рассмотрения работы теплообменных аппаратов оказалось целесообразным из большого числа находящихся в производстве аппаратов принять только те типоразмеры, которые обеспечивают необходимые параметры (температуры и давления), встречающиеся в судовых условиях. Для выполнения этих требований нормаль предусматривает семь диаметров корпусов теплообменных аппаратов и три размера трубок, составляющих поверхность теплообмена: $10 \times 1,2$; 10×1 и 16×1 .

Ограничение количества размеров диаметров корпусов, а также размеров трубок способствовало значительному снижению трудоемкости изготовления теплообменных аппаратов за счет уменьшения затрат времени на изготовление трубных досок, крышек, фланцев и корпусов. Однако при этом не уменьшились возможности варьирования по размеру поверхности теплообмена и выбора схемы потока теплоносителей. Возможность выбора необходимой поверхности теплообмена обеспечивается изменением эффективной длины трубок. Например, для аппарата с диаметром корпуса 600 мм предусмотрен следующий ряд эффективных длин трубок: 900, 1050, 1200, 1350 и 1500 мм. Кроме того, величину поверхности теплообмена можно варьировать применением трубок размерами, предусмотренными нормалью.

Трубки диаметром 10×1 мм выбраны из условий получения компактной поверхности теплообмена и являются минимально допустимыми с точки зрения загрязнения их внутренней поверхности.

Трубки диаметром $10 \times 1,2$ мм применяются при давлении рабочих сред более 25 кг/см^2 . Трубки диаметром 16×1 мм приняты для случаев, когда имеются опасения интенсивного отложения загрязнений внутри трубок, а также при установке аппаратов в схемах с самопротоком охлаждающей воды.

Все типоразмеры охладителей воды и масла по характеру движения охлаждаемой среды в межтрубном пространстве подразделяются на аппараты с поперечным и продольным обтеканием трубок, а по количеству ходов охлаждающей среды в трубках — на одноходовые, двухходовые и четырехходовые.

По конструкции аппараты подразделяются на аппараты с односторонними и двойными трубными досками. В нормаль приводятся номограммы, по которым в зависимости от количества передаваемого в аппарате тепла и параметров теплоносителя можно определить размер поверхности теплообмена и тип аппарата. В качестве

примера на рис. 22 (см. вклейку, стр. 48—49) показана номограмма по предварительному подбору охладителя пресной воды.

Необходимые исходные данные для подбора охладителя пресной воды:

теплосъем в охладителе Q , ккал/час;

количество пресной воды G_n , т/час;

температура пресной воды на входе в охладитель t_{n1} , °C;

температура пресной воды на выходе из охладителя t_{n2} , °C;

количество охлаждающей воды G_b , т/час;

температура охлаждающей воды на входе t_{b1} , °C;

величина допустимых потерь напора пресной воды Δp_n , м вод. ст.

величина допустимых потерь напора охлаждающей воды Δp_b , м вод. ст.

На основании исходных данных расчетным путем определяют следующие величины.

Теплосъем (если величина его не была задана)

$$Q = G_n (t_{n1} - t_{n2}) \text{ ккал/час.}$$

Конечную температуру охлаждающей воды

$$t_{b2} = t_{b1} + \frac{Q}{c_{p_b} G_b} \text{ °C.}$$

Среднюю температуру пресной воды

$$t_n = 0,5 (t_{n1} + t_{n2}).$$

Среднюю логарифмическую разность температур рабочих сред

$$\Delta t = \frac{(t_{n2} - t_{b1}) - (t_{n1} - t_{b2})}{2,3 \lg \frac{t_{n2} - t_{b1}}{t_{n1} - t_{b2}}} \text{ °C.}$$

Отношение $Q/\Delta t$ ккал/°C час.

Выбор по номограммам охладителя пресной воды при поперечном обтекании трубок производится следующим образом. Принимают длину охладителя пресной воды L из предусмотренных нормалью и отмеченных на номограмме в квадранте I.

На пересечении линии выбранной длины L с кривой, соответствующей полученному ранее значению $Q/\Delta t$, в квадранте I находят исходную точку А.

В квадранте VII из точки В, соответствующей исходному значению расхода охлаждающей воды G_b , проводят вертикальную линию до пересечения с прямой, соответствующей выбранному количеству ходов охлаждающей воды. Пересечение отмечают точкой В.

Из точки В проводят горизонтальную линию до пересечения ее с кривой, соответствующей начальной температуре охлаждающей воды (25 или 30° C). Пересечение отмечают точкой Г.

Из точек Г и А соответственно в квадрантах VII и I проводят соответственно вертикальную и горизонтальную линии до пересечения их в квадранте II. Пересечение отмечают точкой Д.

Из точки Д проводят кривую, параллельную ближайшим к точке Д кривым, расположенным в квадранте II, до пересечения с вертикальной осью, разделяющей квадранты II и III. Пересечение отмечают точкой Е.

Из точки Е проводят горизонтальную линию до пересечения ее с кривой в квадранте III, соответствующей средней температуре пресной воды. Пересечение отмечают точкой Ж.

В квадранте VI из точки З, соответствующей исходному расходу пресной воды, проводят горизонтальную линию до пересечения ее с вертикальной линией, проведенной в квадранте VI из точки Ж. Пересечение отмечают точкой И. По положению точки И в семействе прямых, характеризующих расстояние между поперечными перегородками в охладителе, определяют ориентировочное значение расстояния между перегородками h .

Из ранее полученной точки А в квадранте I проводят вертикальную линию в квадранте VIII до пересечения с прямой, характеризующей установленное ранее значение расстояния между перегородками h . Пересечение отмечают точкой К. Из точки К проводят горизонтальную линию на вертикальную ось n . Пересечение, отмеченное точкой Л, характеризует необходимое количество отсеков в охладителе. Учитывая, что конструкция охладителей предусматривает только четное количество отсеков, в случае, когда точка Л не соответствует четному количеству отсеков, необходимо из точки Л по вертикальной оси провести линию до точки М, соответствующей четному количеству отсеков, а из нее провести в квадранте VIII горизонтальную прямую до пересечения ее с вертикальной прямой, проведенной из точки А. Пересечение отмечено точкой Н и характеризует новое значение расстояния между перегородками h , соответствующее четному количеству отсеков.

Полученное новое значение расстояния между перегородками откладывают на горизонтальной линии в квадранте VI, проведенной из точки З вблизи ранее отмеченной точки И, и отмечают точкой О.

Из точки О проводят вертикальную линию до пересечения ее с кривой, соответствующей окончательно выбранному значению h (каждая кривая соответствует нескольким значениям h). Пересечение отмечают точкой П.

Из точки П проводят горизонтальную линию до пересечения ее в квадранте V с прямой, соответствующей выбранному ранее количеству отсеков n . Пересечение отмечают точкой Р.

Из точки Р опускают вертикальную линию на горизонтальную ось и на этой оси в точке С определяют величину потерь напора пресной воды в охладителе. Величина потерь напора охлаждающей воды определяется в квадранте IV.

Из точки T , соответствующей исходному расходу и количеству ходов охлаждающей воды, проводят вертикальную линию до пересечения ее с кривой, соответствующей принятой длине охладителя и числу ходов. Пересечение отмечают точкой $У$. Из точки $У$ опускают горизонтальную линию на вертикальную ось, разделяющую III и IV квадранты, и на этой оси в точке $Ф$ определяют величину потерь охлаждающей воды. Если это значение больше или меньше допустимого, то указанный выше графический выбор охладителя повторяют при принятой большей или меньшей длине охладителя (из предусмотренных нормалью значений длин). Если полученное значение потерь напора пресной и охлаждающей воды является приемлемым, то для уточнения величины $Q/\Delta t$ необходимо из точки O в квадранте VI повторить в обратном порядке все операции, предусмотренные в настоящем пояснении, получив при этом в квадранте I новое уточненное значение величины $Q/\Delta t$. По этому значению можно определить фактический теплосъем, который обеспечит выбранный охладитель при полученном значении потерь по пресной и охлаждающей воде. Уточненное значение отмечено точкой X .

ГЛАВА II

КОНСТРУКТИВНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ АППАРАТОВ

§ 7. ТЕПЛОПЕРЕДАЮЩИЕ ЭЛЕМЕНТЫ

Теплопередающие элементы представляют собой сконструированную определенным образом поверхность теплообмена. Конструкция теплопередающих элементов зависит от вида поверхности теплообмена, свойств теплоносителей и их параметров (давления, температуры).

В аппаратах кожухотрубного типа, предназначенных для охлаждения воды и вязких жидкостей, используется поперечное обтекание путем установки в межтрубном пространстве поперечных перегородок. Наиболее широко применяются сегментные перегородки (рис. 23), представляющие собой сегмент с отверстиями для трубок. Диаметр отверстий под трубки принимают на 3—5% больше диаметра трубок. Расстояние между перегородками определяют тепловым расчетом, а фиксация перегородок в корпусе аппарата достигается установкой дистанционных трубок (рис. 24).

При использовании поперечных перегородок важно обеспечить минимальные протечки жидкости через зазоры между теплопередающим элементом и корпусом, а также через зазоры между диафрагмами и корпусом, так как вследствие протечек значительно снижается коэффициент теплоотдачи. В связи с этим при проектировании величину зазора задают исходя из технологических возможностей производства.

Для аппаратов с диаметром корпуса до 300 мм внутреннюю поверхность корпуса по всей его длине растачивают. Зазоры между перегородками и корпусом принимают примерно 0,6—0,7 мм, а у аппаратов с диаметром корпуса более 300 мм в местах установки диафрагм к корпусу приваривают кольца, которые затем растачивают (рис. 25). При этом положение диафрагмы должно быть таким, чтобы она не могла сдвинуться с кольца при размещении теплопередающего элемента в корпусе. Для этого расстояния от кромки кольца до диафрагмы рекомендуется принимать 10—16 мм, а ширину кольца ~ 30 мм.

Зазоры между трубками и отверстиями в перегородках для трубок с наружным диаметром 10 и 16 мм принимают 0,1—0,2 мм.

Очень важно при проектировании трубной системы предусмотреть конструктивные и технологические мероприятия для исклю-

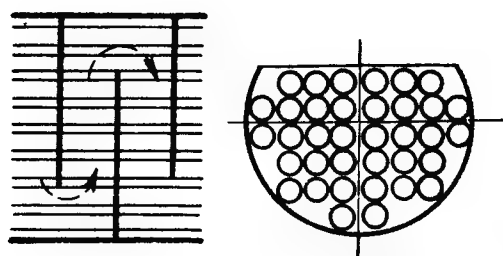


Рис. 23. Сегментные перегородки.

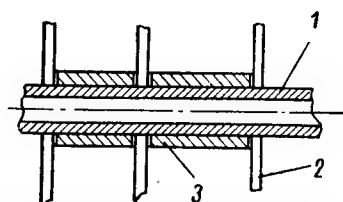


Рис. 24. Схема установки перегородок при помощи дистанционных трубок.

1 — теплообменная трубка; 2 — перегородка; 3 — дистанционная трубка.

чения при изготовлении и сборке трубной системы ее засорения. Например, торцы диафрагм и края отверстий в диафрагмах должны быть скруглены, концы теплообменных трубок зачищены и т. д.

В охладителях воды наряду с поперечным обтеканием трубок в межтрубном пространстве часто применяется продольное об-

текание. Выбор типа обтекания трубок зависит от располагаемого напора насоса. При поперечном обтекании затрата мощности на прокачку теплоносителя больше, чем при продольном обтекании, но теплоотдача при этом выше в первом случае. Если не имеется ограничений по затратам мощности, то предпочтительнее поперечное обтекание. Однако при поперечном обтекании трудно обеспечить противоточное движение жидкостей. При продольном обтекании поток те-

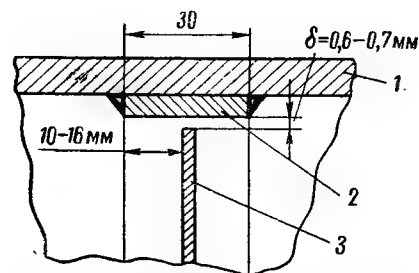


Рис. 25. Схема расположения посадочных колец под диафрагму.

1 — корпус; 2 — кольцо; 3 — диафрагма.

плоносителя может быть одно-, двух- и многоходовым. Для организации продольного потока между трубками устанавливают перегородки.

Способы крепления продольных перегородок показаны на рис. 26.

Важно устранить или свести к минимуму протечки через зазоры между корпусом и перегородками. В связи с этим в неразъемных

аппаратах, если диаметр корпуса сравнительно велик (500—700 мм), а число перегородок невелико (1—2 шт.), их приваривают к обечайке (рис. 26, а).

При малых диаметрах аппаратов обечайки сваривают из двух половин продольным швом, предварительно приварив к каждой из них продольные перегородки (рис. 26, б).

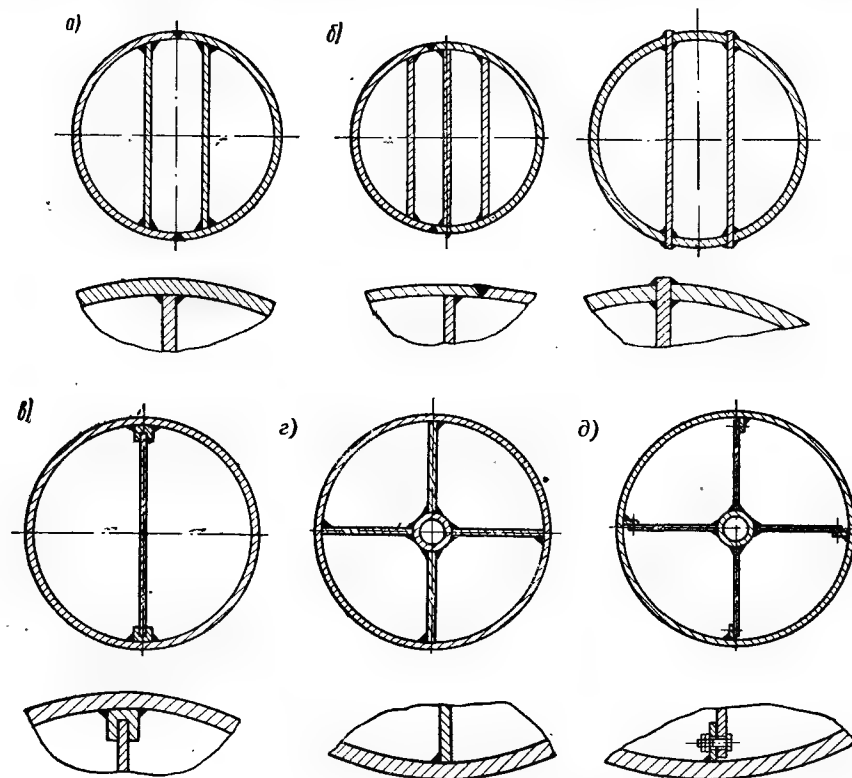


Рис. 26. Продольные перегородки, их крепление и уплотнение.

Встречаются конструкции, у которых продольные перегородки заводятся в пазы направляющих, предварительно приваренных к обечайке (рис. 26, в). Однако в этом случае не исключаются протечки теплоносителей через зазоры между перегородкой и стенками направляющих. В аппаратах с продольными перегородками радиального типа (звездочка) концы перегородок приваривают к сердечнику (рис. 26, г), изготовленному из трубы, и к обечайке (при небольшой длине аппарата) или же крепят на болтах к продольным планкам, приваренным к обечайке до ввода в обечайку звездочки (рис. 26, д). Для обеспечения плотности между продоль-

ными планками и перегородками устанавливают прокладки. В аппаратах с U-образными трубками поперечные перегородки устанавливают в основном для предохранения трубок от провисания. Эти перегородки рекомендуется устанавливать на расстоянии 600—700 мм одну от другой.

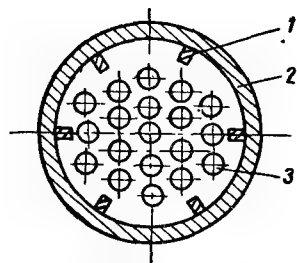


Рис. 27. Установка заполнителей при поперечном обтекании.
1 — заполнитель; 2 — корпус;
3 — трубка.

Для снижения протечек между трубным пучком и корпусом в аппаратах с поперечным обтеканием весьма часто устанавливают заполнители (рис. 27). Это, кроме того, позволяет уменьшить объем пространства, не заполненного трубками. В качестве заполнителей в аппаратах змеевикового типа применяют стальные трубы, устанавливаемые по центру аппарата, и на них навивают змеевики. С обоих концов заполнители заваривают плоскими доньшками.

§ 8. СОЕДИНЕНИЕ ТРУБНЫХ ДОСОК С КОРПУСОМ

Конструкция узла соединения трубных досок с корпусом определяется конструкцией самого аппарата.

В кожухотрубных аппаратах жесткого типа это соединение выполняется неразъемным. В зависимости от назначения аппарата и выбранных материалов возможны различные варианты выполнения неразъемного соединения.

Для аппаратов с давлением внутри корпуса до 10 кг/см^2 и аппаратов с демонтируемым теплопередающим элементом наиболее распространенным является вид соединения, показанный на рис. 28.

Трубная доска 2 крепится к фланцу корпуса 4 при помощи специальных шпилек с буртиком. Недостатком такой конструкции является невозможность замены прокладки. Правда, необходимость такой замены встречается весьма редко. Надежность такого вида соединения может быть значительно повышена путем выполнения выточек в трубной доске и фланце корпуса типа «выступ — впадина» или «шип — паз».

Другим конструктивным решением является крепление трубной доски к корпусу аппарата на резьбе (рис. 29). Преимущество такого вида крепления — возможность свободного доступа к прокладке, а при необходимости возможность ее замены.

Для сохранности прокладочного соединения устанавливают нажимной фланец 2, что в определенной мере приводит к увели-

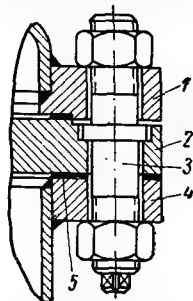


Рис. 28. Конструкция крепления трубной доски к фланцу корпуса.
1 — фланец крышки;
2 — трубная доска;
3 — шпилька с буртиком;
4 — фланец корпуса;
5 — прокладка.

чению габаритов и веса аппарата (недостаток этого вида соединения).

У аппаратов, трубные доски и корпуса которых изготовлены из одинаковых материалов, трубные доски приваривают к корпусу (рис. 30). В этом случае трубная доска выполняет одновременно роль фланца корпуса.

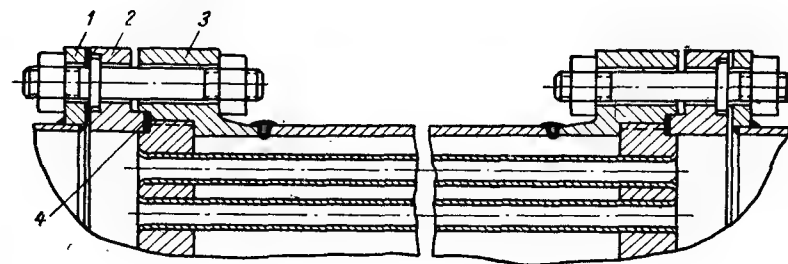


Рис. 29. Конструкция крепления трубной доски к фланцу корпуса на резьбе.
1 — фланец крышки; 2 — нажимной фланец; 3 — фланец корпуса; 4 — прокладка.

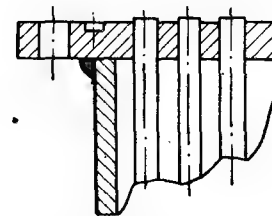


Рис. 30. Схема крепления трубной доски к фланцу корпуса при помощи сварки.

В аппаратах с двойными трубными досками трубную доску, расположенную со стороны корпуса, изготавливают из однородного с обечайкой материала и также приваривают к фланцу корпуса.

§ 9. КРЕПЛЕНИЕ ТРУБОК В ТРУБНЫХ ДОСКАХ

Одним из ответственных конструктивных узлов охладителей и подогревателей жидкостей является соединение трубок с трубными досками, которое должно быть достаточно прочным и плотным. Вследствие больших перепадов давлений и повышенных требований к чистоте теплоносителей весьма актуальна задача по изысканию совершенных и высокопроизводительных способов закрепления трубок в трубных досках. За последние годы в отечественном аппаратостроении в этом направлении была проделана значительная работа.

Рассмотрим различные способы закрепления трубок в трубных досках, применяемые при изготовлении аппаратов.

Развальцовка трубок. В течение многих лет закрепление трубок в трубных досках осуществляли обычным методом — развальцовкой роликами, — основанным на раздаче концов трубок, введенных

в отверстия трубных досок. На поверхности сопряжения трубки с трубной доской при этом создается определенное упругое напряжение, которое и обеспечивает прочноплотное соединение.

Устройства для вальцовки трубок могут быть различные. Простейшая вальцовка (рис. 31) состоит из конуса 1, корпуса 3, трех роликов 4 и нажимной втулки 2. Для закрепления трубки 5 необходимо установить ролик в трубку и вращать конус (веретено) воротком, постепенно подавая его вперед и подвигая при этом нажимную втулку 2.

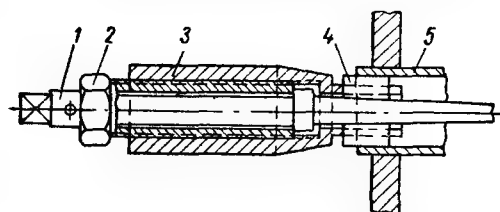


Рис. 31. Конструкция вальцовки.
1 — конус; 2 — нажимная втулка; 3 — корпус;
4 — ролик; 5 — трубка.

Во избежание «подрезания» трубок развальцовку производят на глубину, не превышающую на 5—10 мм толщину трубной доски.

На рис. 32 показаны три основные фазы расширения трубок при развальцовке.

Вальцовкой (рис. 31) можно производить закрепление трубок диаметром 16 × 1 мм и более. Закрепление трубок меньшего диаметра (10 × 1,2 и 10 × 1 мм) до недавнего времени производили

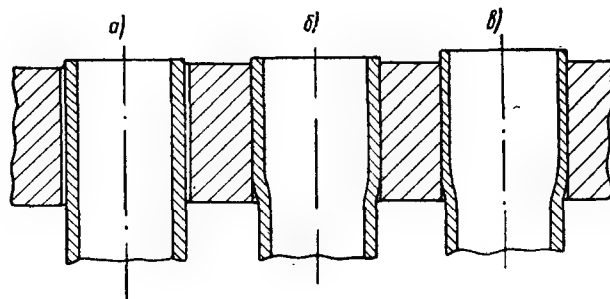


Рис. 32. Фазы расширения трубок при развальцовке:
а — монтаж трубки в трубной доске; б — прижатие трубки к стенкам отверстия; в — завершение развальцовки.

обычными конусными прошивками или шаровой оправкой ударного действия.

При закреплении трубок роликовой вальцовкой, прошивками или шаровыми оправками часть металла трубок при их раздаче деформируется наружу, а часть — внутрь аппарата, что приводит к возникновению остаточных напряжений в аппарате. Кроме того, при таком способе закрепления наблюдаются прогиб трубок на

величину, в некоторых случаях превышающую их диаметр (в трубках нет просвета), и выпучивание трубных досок. При эксплуатации эти явления могут привести к нарушению плотности вальцовочных соединений, как следствие, смещению сред теплоносителей и другим нежелательным последствиям.

Указанный недостаток устраняется при закреплении трубок труборасширителем ленточно-винтового типа¹ (рис. 33). В корпусе 9 имеется глубокое отверстие, в котором размещаются плавающий конус 5, сменный упор 8, постоянный упор 3 и пружина 2, поджатая винтом 1. В радиальных пазах, расположенных под углом к образующей корпуса, находятся конические ролики 7. Средняя часть

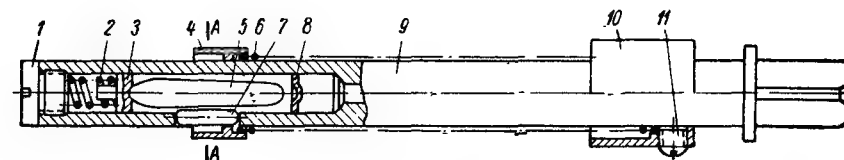


Рис. 33. Конструкция труборасширителя ленточно-винтового типа.

1 — винт; 2 — пружина; 3 — постоянный упор; 4 — обойма; 5 — плавающий конус; 6 — пружина; 7 — конические ролики; 8 — сменный упор; 9 — корпус; 10 — упорная втулка; 11 — винт.

роликов 7 является калибрующей, а оконечности — заборными. Пазы в поперечном разрезе имеют форму прямоугольника.

На корпусе устанавливается упорная втулка 10, ограничивающая заход труборасширителя в трубку до необходимой величины. Втулка 10 фиксируется винтом 11. Обойма 4, поддерживаемая пружиной 6, исключает выпадение роликов и возможность их опрокидывания в пазах в начальный момент захода в трубу.

Закрепление трубок в трубных досках осуществляется следующим образом. Корпус труборасширителя 9 вводят в трубку до упора роликов во внутреннюю поверхность, а затем инструменту сообщают вращение. При этом ролики 7 начинают катиться по внутренней поверхности трубки, сообщая при этом вращение плавающему конусу 5. В связи с тем что ролики расположены под углом к оси корпуса труборасширителя, при вращении последнего они описывают на внутренней поверхности трубки винтовую полосу или ленточку. Это и послужило основанием называть этот способ закрепления трубок в трубных досках ленточно-винтовым. При вращении в ту или другую сторону в зависимости от наклона оси

¹ С. И. Ю з и к. Ленточно-винтовой метод развальцовки труб. «Технология судостроения», 1966, № 7.

роликов относительно оси корпуса труборасширителя перемещается вдоль оси трубки.

При затягивании труборасширителя в трубку обойма 4, упираясь в торец трубы, перемещается по корпусу труборасширителя, сжимая пружину 6. При этом плавающий конус 5 перемещается влево относительно роликов 7, сжимая пружину 2 при помощи постоянного упора 3. Окружность расположения роликов при этом уменьшается. Перемещение плавающего конуса осуществляется автоматически под действием осевой составляющей сил трения, возникающих в местах контакта плавающего конуса с роликами.

Глубина ввода инструмента в трубу назначается исходя из толщины трубной доски. При толщине трубной доски 80—100 мм инструмент заводят в трубку на глубину 50—60 мм, при толщине 20—40 мм вальцовку заводят в трубку на глубину, при которой ролики будут располагаться за внутренней плоскостью трубной доски.

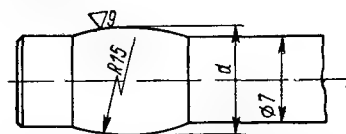


Рис. 34. Конструкция специальной протяжки (дорна).

Необходимая глубина ввода труборасширителя в трубку фиксируется положением упорной втулки 10. В момент, когда втулка коснется трубной доски, привод труборасширителя переключают на обратный ход.

При вращении труборасширителя в противоположную сторону (вывинчивание) возникает осевая составляющая сил трения между роликами и плавающим конусом 5, под действием которой последний перемещается относительно роликов вправо до соприкосновения со сменным упором 8. В процессе этого перемещения плавающий конус раздвигает ролики, и начинается процесс развальцовки трубки.

Чем меньше длина сменного упора 8, тем больше плавающий конус 5 будет раздавать ролики и тем больше будет внутренний диаметр трубки после развальцовки.

В рабочем чертеже каждого труборасширителя имеются данные о длине сменных упоров и размерах внутренних диаметров трубок после их раздачи. Один из сменных упоров является основным. В связи с тем что процесс вальцовки трубки начинается со стороны трубного пучка и происходит по винтовой линии в сторону наружной поверхности трубной доски, деформация металла вальцуемого участка направлена в сторону свободного конца трубки. Это исключает возникновение в трубной системе сжимающих осевых усилий.

Труборасширители ленточно-винтового типа применяются для закрепления трубок с внутренним диаметром 8 мм и более.

Кроме перечисленных выше устройств, закрепление трубок (в основном малого диаметра 10×1,2 и 10×1 мм) производят методом протягивания через всю длину трубки специальной про-

тяжки (дорна). Форма конца протяжки показана на рис. 34. С помощью этого метода можно стабильно закрепить трубку на всей длине трубной доски. Как и при использовании труборасширителей ленточно-винтового типа, при закреплении трубок методом протяжки создается возможность свободного удлинения трубок. Кроме того, при этом значительно увеличиваются твердость и чистота внутренней поверхности трубок, что способствует повышению их износостойчивости. Протяжками закрепляют мягкие трубки.

Раздача трубок производится протяжками в два приема. Основные размеры протяжки в зависимости от толщины стенки трубки приведены в табл. 1. Протяжки изготавливают из высокопрочной и износостойчивой инструментальной стали. Рабочую часть протяжки хромируют.

Таблица 1

Основные размеры протяжки в зависимости от толщины стенки трубки, мм

Наружный диаметр трубки	Толщина стенки трубки	Диаметр протяжки первого хода	Диаметр протяжки второго хода
10	1,2 ^{-0,1}	8,0 ^{-0,02}	8,1 ^{-0,02}
	1,2 ^{+0,1}	7,8 ^{-0,02}	7,9 ^{-0,02}
	1,0 ^{-0,1}	8,4 ^{-0,02}	8,5 ^{-0,02}
	1,0 ^{+0,1}	8,2 ^{-0,02}	8,3 ^{-0,02}

Качество вальцовочного соединения или закрепления трубок протяжками зависит от степени развальцовки (раздачи), которая определяется следующей зависимостью:

$$k_p = \left(1 - \frac{d_0 - d'_b}{2s} \right) 100\%, \quad (2)$$

где d_0 — диаметр отверстия в трубной доске, мм;

d'_b — внутренний диаметр трубки после развальцовки, мм;

s — толщина стенки трубки, мм.

Для получения высококачественных соединений следует избегать перевальцовки трубок, которая приводит к снижению прочности и плотности соединений. С этой целью рекомендуют производить селекцию (сортировку трубок по толщине стенки на две группы: с минусовыми и плюсовыми допусками, предусмотренными ГОСТ). В этом случае определяются максимальные и минимальные значения степени развальцовки

$$k_{\max} = \left(1 - \frac{d_{0\min} - d'_b}{2s_{\max}} \right) 100\%; \quad (3)$$

$$k_{\min} = \left(1 - \frac{d_{0\max} - d'_b}{2s_{\min}} \right) 100\%. \quad (4)$$

Внутренний диаметр трубки после развальцовки определится из условий минимальной степени развальцовки

$$d'_в = d_{0\text{макс}} - 2s_{\text{мин}} + 0,02k_{\text{мин}}s_{\text{мин}}. \quad (5)$$

Для латунных и мельхиоровых труб $k_{\text{мин}}$ принимается 5—6%. Формула (5) справедлива при развальцовке трубок с минусовыми отклонениями толщины стенки и при развальцовке трубок без сортировки.

Для трубок с плюсовыми допусками толщина стенки трубки принимается равной номинальной толщине

$$s_{\text{мин}} = s.$$

Таким образом при сортировке трубок на две группы максимальная толщина стенки трубок в первой группе и минимальная их толщина во второй равны номинальной толщине.

Для обеспечения заданного диаметра трубок после развальцовки диаметр раздающего инструмента определяется из условия

$$d_n = d'_в + \delta,$$

где δ — суммарная величина радиальной упругой деформации трубки и трубной доски ($\delta = 0,03 — 0,07$ мм).

На качество закрепления трубок значительное влияние оказывает подготовка к производству трубок и трубных досок. Допуск на диаметр отверстия следует выдерживать в пределах 4-го класса точности, кромки отверстий в трубных досках нужно притуплять с обеих сторон (радиус не менее 0,5 мм). Чистоту обработки отверстий необходимо обеспечить в пределах 5-го класса точности. На поверхности отверстий не должно быть спиральных и продольных рисок, для чего отверстия после сверления следует зенкеровать.

Допуски на разбивку отверстий под трубки должны быть в пределах $\pm 0,25$ мм.

Сверлить отверстия в двойных трубных досках следует так, чтобы оси отверстий в наружных и внутренних трубных досках совпадали.

Для качественного выполнения вальцовочного соединения большое значение имеют толщины трубных досок. Надежное вальцовочное соединение может быть обеспечено при толщине трубной доски, равной или большей наружного диаметра трубок. При толщине трубных досок, значительно превышающей диаметры трубок, глубина развальцовки назначается 30—40 мм, но не менее наружного диаметра трубок. Трубки должны удовлетворять действующим ГОСТ и ТУ на поставку. Каждая партия трубок должна иметь сертификат, в котором заводом-изготовителем трубок указаны механические свойства, данные о технологических пробах (на раздачу, сплющивание, отбуртовку и т. д.) и гидравлических испытаниях.

Основные требования по закреплению трубок должны быть изложены в рабочих чертежах или специальных ТУ.

Закрепление трубок способом приварки. Опыт показывает, что для получения надежного плотного соединения трубок с трубными досками нельзя полагаться только на развальцовку.

Надежное по плотности и прочности соединение может быть получено приваркой трубок к трубным доскам в среде аргона неплавящимся (вольфрамовым) электродом. В качестве присадочной проволоки при приварке мельхиоровых и медноникелевых трубок к латунным трубным доскам применяется проволока марки МНЖ КТ-5-1-0,2-0,2. Диаметр проволоки 1,2—2 мм. Диаметр вольфрамового электрода 4—5 мм, сила тока 100—110 а. Соединение под сварку показано на рис. 35.

Однако следует учитывать, что в результате температурного воздействия при сварке в конструкции аппарата с прямыми трубками будут возникать остаточные напряжения. Кроме того, сварной шов, имеющий небольшой калибр, постоянно находится под эрозионно-коррозионным воздействием, что в процессе длительной эксплуатации может привести к нарушению плотности сварного соединения. В связи с этим, а также из-за отсутствия опыта длительной эксплуатации теплообменных аппаратов с чисто сварными соединениями сейчас применяется способ закрепления трубок методом развальцовки с последующей приваркой.

Закрепление трубок способом развальцовки с последующей приваркой. Соединение трубок с трубными досками способом развальцовки с последующей приваркой является более прочным, плотным и надежным, чем аналогичные соединения способом развальцовки или способом приварки.

Результаты испытаний на механическую прочность образцов соединений трубок с трубными досками, выполненных различными способами, приведены в табл. 2. Данные испытаний образцов показывают, что прочность закрепления трубок диаметром $16 \times 1,5$ мм в трубных досках способом развальцовки с последующей приваркой выше прочности соединения способом приварки на 35—40% и на 50—60% выше прочности соединения способом развальцовки.

Плотность соединения трубок с трубными досками способом развальцовки с последующей приваркой идентична плотности тех же соединений способом приварки и значительно выше чисто вальцованных соединений.

Для создания большей прочности в некоторых случаях в отверстиях трубных досок выполняют кольцевые канавки (рис. 36). Опытами установлено, что закрепление трубок в отверстиях с канавками дает лишь некоторое сравнительно небольшое увеличение

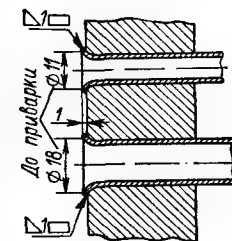


Рис. 35. Конструкция соединения трубок с трубными досками (перед сваркой).

прочности соединения (около 9%). В то же время выполнение канавок в отверстиях значительно увеличивает трудоемкость обработки трубных досок, особенно у аппаратов, где число трубок велико.

Способ закрепления трубок в трубных досках способом развальцовки с последующей приваркой может быть применен как для аппаратов с одинарными и двойными трубными досками, к которым предъявляются особые требования по герметичности.

Как показали результаты проведенных опытов, развальцовка трубок во внутренних трубных досках и развальцовка с последующей приваркой их

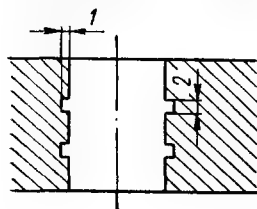


Рис. 36. Кольцевые канавки в отверстии трубной доски.

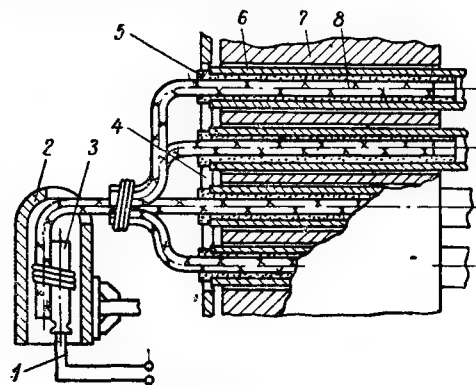


Рис. 37. Расположение шнуровых зарядов при закреплении трубок энергией взрыва. 1 — магистральный провод; 2 — защитный кожух; 3 — электродетонатор; 4 — защитный лист; 5 — центрирующая втулка; 6 — трубка; 7 — трубная доска; 8 — заряд ВВ.

к наружным трубным доскам обеспечивают высокую надежность такого соединения и исключают возможность проникновения одной среды в другую в результате нарушения плотности соединения.

Таблица 2

Результаты испытаний образцов соединений трубок с трубными досками на механическую прочность

Диаметр трубки, мм	Способ закрепления	Номер трубки					Вид разрушения
		1	2	3	4	5	
		Усиление вырывания, кг					
10×1,2	Вальцовка	1360	1500	1570	1220	1300	—
10×1,2	Сварка	1370	1300	1360	1300	—	Разрыв по сварке
10×1,2	Вальцовка и сварка	1600	1600	1570	1620	1600	Разрыв по трубке
16×1,5	Вальцовка	2190	2250	2050	2020	2130	—
16×1,5	Сварка	2450	2450	2500	2520	2460	Разрыв по сварке
16×1,5	Вальцовка и сварка	3100	3480	2880	3400	2250	Разрыв по трубке (трубки № 1, 3 и 5); разрыв по сварке (трубки № 2, 4)

Следует иметь в виду, что во время развальцовки трубок перед сваркой смазку обычно не применяют. Однако если из-за износа или нагрева роликов смазка окажется необходимой, то ею нужно пользоваться умеренно и вводить так, чтобы избежать попадания смазки в пространство между трубкой и трубной доской.

Закрепление трубок взрывом. В последнее время экспериментально установлен и проверен способ закрепления трубок в трубных досках энергией взрыва. Этот способ основан на том, что при взрыве заряда внутри трубки возникает высокое давление, которое вызывает деформацию трубки в трубной доске.

В качестве взрывчатого вещества используется детонирующий шнур марки ДШ-А (ГОСТ 6196—54) с электродетонатором ЭДВ-56 в бумажных гильзах. Расположение шнуровых зарядов при закреплении труб показано на рис. 37. Вес заряда [17] рекомендуется определять из условий максимального давления p_t , необходимого для запрессовки труб,

$$p_t = 0,82k_d \sigma_t \left[\frac{E'}{\sqrt{E}} \left(\frac{r_c^2}{r_{вн}^2} - 1 \right) + \frac{2(E - E')}{\sqrt{3}E} \ln \frac{r_c}{r_{вн}} + \frac{\sqrt{3}}{2(\mu + 1)} \right] \text{ кг/мм}^2,$$

где k_d — динамический коэффициент, учитывающий влияние динамической нагрузки на металл трубы и трубной доски;

σ_t — предел текучести металла трубы и трубной доски, кг/мм²;

E, E' — модуль упругости и модуль упрочнения, кг/мм²;

μ — коэффициент Пуассона;

$r_{вн}$ — внутренний радиус трубы, мм;

r_c — радиус пластической зоны, мм.

На основании найденного p_t определяется вес заряда взрывчатого вещества (согласно теории Пенни-Дас-Гупта)

$$p_t = \eta 292 \frac{kG^{1/2} e^{0,108} kG^{1/3} / R}{R},$$

где η — коэффициент передающей среды, учитывающий уменьшение давления, вызываемого передающей средой, по сравнению с жидкостью ($\eta = 0,25 - 0,95$);

G — вес заряда тротила, кг;

e — основание натуральных логарифмов;

R — расстояние от центра взрыва до внутренней поверхности трубы, см;

k — коэффициент, характеризующийся зависимостью

$$k = \frac{G_x}{G},$$

где G_x — вес заряда искомого взрывчатого вещества, эквивалентного по силе взрыва тротилу.

Работы по раздаче трубок взрывчатыми веществами должны проводиться лицами, аттестованными Госгортехнадзором, в специально оборудованных помещениях.

Как показали опыты [17], при взрыве металл деформируется равномерно во всех направлениях без раскатки и осевого удлинения, т. е. в этом случае устраняется один из существенных недостатков, который имеется при закреплении трубок механическими вальцовками.

С помощью этого способа достигаются высокая плотность и прочность соединения трубок с трубными досками. Производительность такого способа достаточно велика: можно одновременно закреплять до 400 концов трубок. Скорость закрепления составляет около 200 трубок за 1 час. При использовании этого способа исключаются затраты, связанные с сортировкой трубок по отверстиям трубных досок. Однако следует иметь в виду, что способ закрепления трубок энергией взрыва может быть применен только для трубок из высокопрочных материалов и сплавов.

Контроль качества закрепления трубок в трубных досках теплообменных аппаратов производится согласно указаниям, оговоренным в ТУ, рабочих чертежах и технологических инструкциях. Обнаруженные дефекты подлежат исправлению, а если исправление невозможно, аппарат бракуют.

Основные виды контроля следующие:

- внешний осмотр и сравнение соединений трубок с трубными досками с утвержденными эталонами;
- гидравлические испытания;
- испытания воздухом;
- испытание на плотность гелиевым течеискателем.

При закреплении трубок способом приварки изготавливаются образцы-свидетели, контролируемые с помощью рентгенопросвечивания и металлографии.

Более подробно о видах контроля и порядке их осуществления см. в § 40.

§ 10. КРЫШКИ И ДНИЩА

Крышки водяных камер, как правило, выполняют эллиптической формы и соединяют с корпусами аппаратов при помощи фланцевых соединений, а днища приваривают к обечайкам.

Весьма распространенной является конструкция крышки, у которой оси патрубков перпендикулярны плоскости разъема или составляют с ней некоторый угол (рис. 38). Чтобы снять такую крышку в судовых условиях, необходимо произвести демонтаж трубопроводов. Это является конструктивным недостатком крышки.

Для снятия крышек без демонтажа трубопроводов их выполняют с патрубками, повернутыми на 180° (рис. 38, в, г). При этом для

литых крышек диаметром более 300 мм с целью облегчения технологии изготовления патрубки предусматриваются съемными.

Для аппаратов малого диаметра из-за невозможности расположить приливы под съемные патрубки их выполняют литыми заодно с крышками.

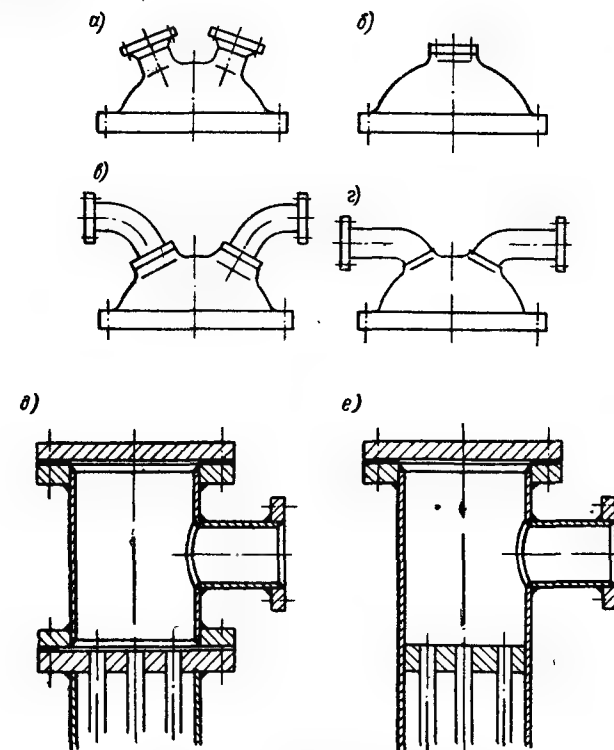


Рис. 38. Различные конструкции крышек: а — с патрубками, отлитыми вместе с крышкой; б — литая для одного хода охлаждающей воды; в — литая со съемными патрубками, развернутыми на 180° ; г — штампованная с патрубками, развернутыми на 180° ; д — плоская с двумя разъемными соединениями; е — плоская с одним разъемным соединением.

Кроме эллиптических, применяют также плоские крышки (рис. 38, д, е). Их преимущество в простоте изготовления, возможности доступа к трубкам и очистке внутренних поверхностей трубок без нарушения соединения с трубопроводом. Недостаток этой конструкции — наличие второго фланцевого соединения и увеличение весо-габаритных показателей, особенно для аппаратов с повышенными давлениями теплоносителей.

Одно из фланцевых соединений при использовании плоских крышек может быть исключено, если трубную доску приварить к обечайке (корпусу). Такая конструкция (рис. 37, е) встречается

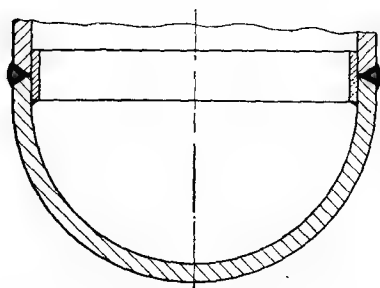


Рис. 39. Схема приварки днища к обечайке.

у аппаратов с повышенным давлением теплоносителя в межтрубной полости и изготовление ее довольно трудоемко. Кроме того, при нарушении плотности соединения трубок с трубной доской затруднен доступ к концам трубок при ремонте, особенно при закреплении трубок методом сварки.

Глухие днища подогревателей воды и топлива с U-образными трубками к обечайке приваривают (рис. 39).

§ 11. ОБЕСПЕЧЕНИЕ ПЛОТНОСТИ ПОЛОСТЕЙ ТЕПЛОНОСИТЕЛЕЙ

Одним из основных требований, предъявляемых в последнее время к судовым охладителям и подогревателям жидкостей по надежности, является обеспечение плотности соединения трубок с трубными досками, исключающее смещение рабочих сред.

Уплотнение трубного пучка. Вопросы закрепления трубок в трубных досках достаточно полно изложены в § 9. В зависимости от назначения аппарата и вариантов его использования выбирают способ закрепления трубок в трубных досках (вальцовка, приварка, приварка с предварительной развальцовкой и т. д.). Однако ни один из этих способов не дает гарантии обеспечения герметичности соединения трубок с трубными досками во время эксплуатации. Чтобы исключить смещение теплоносителей, прибегают к иным вариантам конструктивного решения. В качестве примера такого решения может служить применение двойных трубных досок (рис. 40).

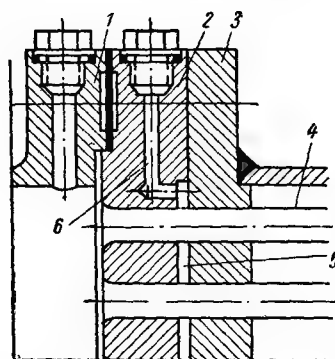


Рис. 40. Конструкция двойных трубных досок.

1 — фланец крышки; 2 — наружная трубная доска; 3 — внутренняя трубная доска; 4 — трубка; 5 — камера; 6 — дренажный канал.

Двойные трубные доски устанавливают с каждой стороны аппарата, трубки развальцовывают в обеих трубных досках. В некоторых случаях после развальцовки трубки приваривают к наружным трубным доскам. Пространство между трубными досками б шириной 3—5 мм сообщается с атмосферой, благодаря чему можно

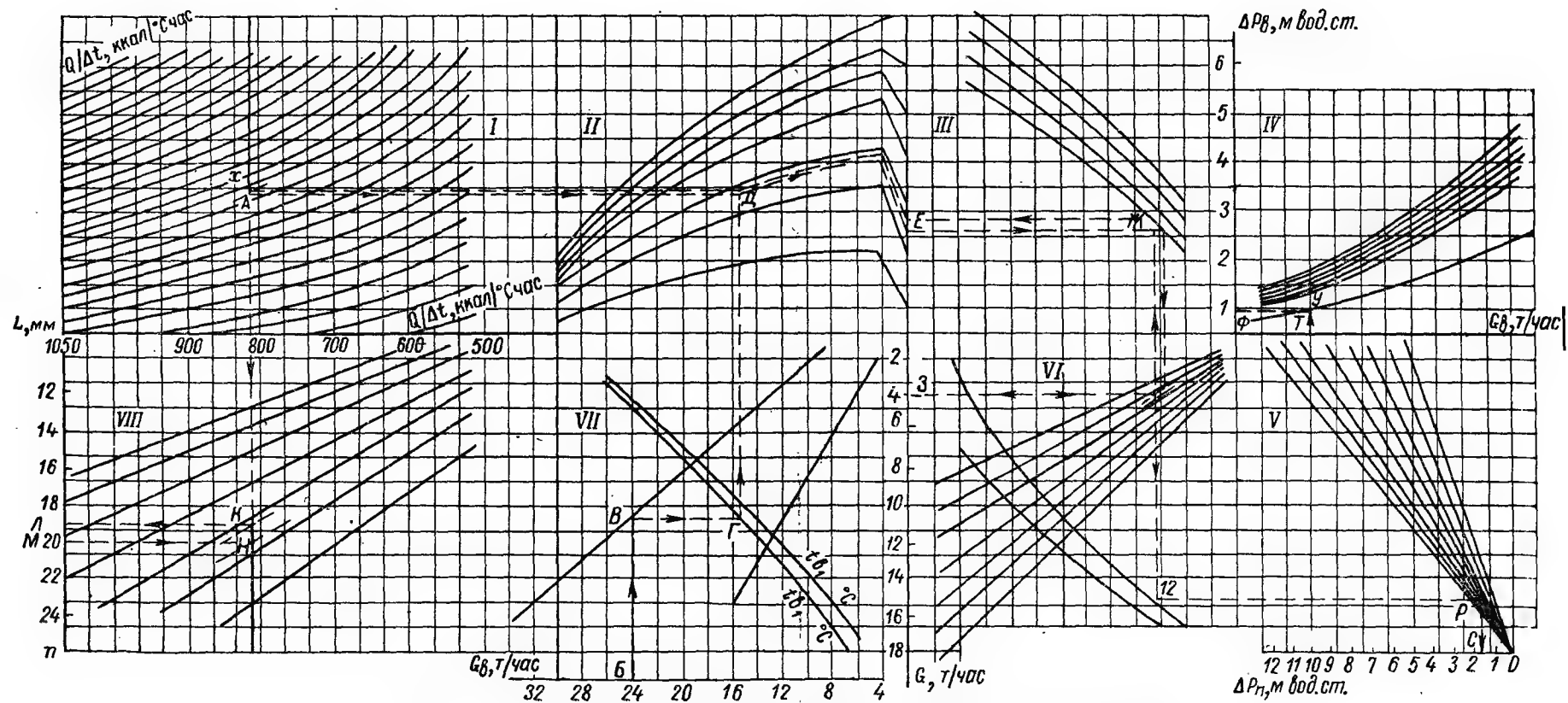


Рис. 22. Номограмма по предварительному подбору охладителя пресной воды

сливать просочившуюся жидкость при нарушении плотности в одной из трубных досок или выводить трубы на специальный пост для контроля герметичности.

Уплотнение разъема водяных камер и других соединений. Приемные и отливные камеры образуются крышками аппаратов, которые обычно соединяются с корпусами с помощью фланцевых соединений. Кроме того, в каждом аппарате имеется целый ряд разъемных соединений в виде так называемых технологических отверстий (штуцерные соединения для подвода или отвода теплоносителей, пробки, краники и т. д.).

Подобные соединения необходимы из соображений технологии изготовления аппаратов и условий их эксплуатации.

К разъемным соединениям независимо от их конструктивного выполнения предъявляются два основных требования: герметичность и прочность. Кроме того, необходимо учитывать также технологичность изготовления и возможность быстрой разборки и сборки соединения.

Герметичность фланцевого соединения достигается применением прокладок. Материалы прокладок выбирают в зависимости от свойств и параметров теплоносителей. Основные прокладочные материалы и рекомендации по их выбору приведены в табл. 3. Там же даны ориентировочная ширина и толщина прокладок в зависимости от их диаметра.

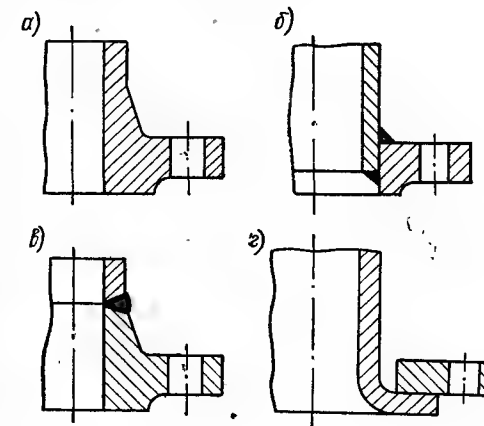


Рис. 41. Различные конструкции фланцев: а — литые кованные; б — приварные; в — приварные с шейкой; г — свободные на отбортовке.

Размеры прокладок, мм

Таблица 3

Диаметр соединения	Размеры прокладок			
	неметаллических		металлических	
	ширина	толщина	ширина	толщина
До 100	4—6	1—1,5	3—4	1—2
100—200	5—7	1—1,5	4—5	2—3
200—400	7—8	1,5—2	5—6	3—4
400—600	8—10	1,5—2,5	6—7	4—5
Более 600	12—20	2—3	8—12	5—6

Из большого числа конструктивных разновидностей фланцев широко применяются фланцы, показанные на рис. 41. Выбор конструкции фланца зависит, как правило, от величины давления

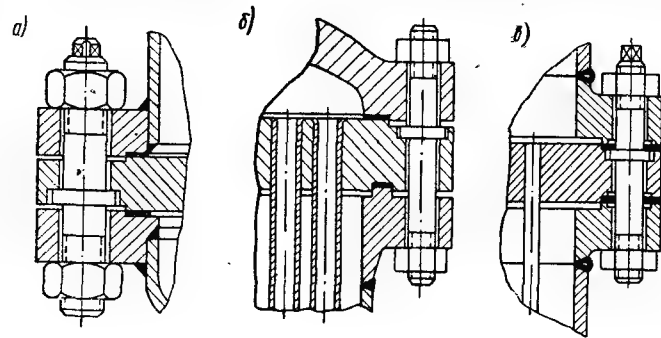
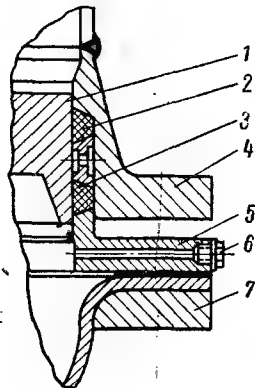


Рис. 42. Различные конструкции уплотнений соединения трубной доски с корпусом: а — типа «выступ—впадина»; б — типа «шип—паз»; в — типа «выступ—впадина» с кольцевой проточкой во фланце и трубной доске.

рабочей среды. Так, фланцы с шейкой применяются для давлений более 25 кг/см^2 . Конструкция такого соединения обеспечивает его работу заодно с обечайкой, в результате чего нагрузка, приходящаяся на фланец, снижается и его толщина по сравнению со свободным фланцем уменьшается.



На рис. 42 показаны различные виды уплотнений соединения трубных досок с корпусом при повышенных давлениях рабочих сред в межтрубной полости.

Для аппарата с давлением в межтрубном пространстве до 10 кг/см^2 уплотнение соеди-

Рис. 43. Конструкция уплотнения подвижной трубной доски в аппаратах разъемной конструкции с прямыми трубками.

1 — трубная доска; 2 — резиновая прокладка; 3 — распорное кольцо; 4 — фланец корпуса; 5 — нажимной фланец; 6 — пробка; 7 — фланец крышки.

нения трубной доски с фланцем корпуса достигается установкой плоской прокладки (см. рис. 28).

Уплотнение подвижной трубной доски в аппаратах разъемной конструкции осуществляется с помощью специального сальника (рис. 43) раздачей резиновых прокладок 2 усилием, которое создается нажимным фланцем 5 при заворачивании шпилек с бурти-

ком. Резиновую прокладку 2 выбирают стойкой по отношению к уплотняемой среде и устанавливают с некоторым натягом. Место стыка резиновой прокладки вулканизируют.

§ 12. КОМПЕНСАТОРЫ

В теплообменных аппаратах в процессе работы возникают термические напряжения, обусловленные различными удлинениями деталей аппаратов под действием разных температур или вследствие неодинаковых коэффициентов удлинений.

Если термические напряжения невелики, они компенсируются упругими деформациями, но если эти напряжения превышают предел прочности трубок, нарушается плотность вальцовочного соединения трубок с трубными досками, и трубки разрушаются.

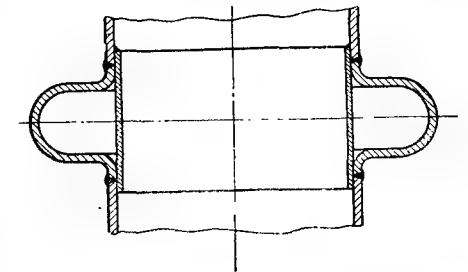


Рис. 44. Схема линзового компенсатора.

Расчетами и опытом эксплуатации подтверждается применимость аппаратов с жестким креплением трубок в обеих трубных досках при небольших температурах обоих теплоносителей и малой их разности (примерно до 50°C).

Одним из распространенных методов компенсации температурных деформаций является установка на корпусе линзового компенсатора (рис. 44). Такой компенсатор изготовляют из того же материала, что и корпус, и приваривают к нему. Диаметр компенсатора обычно на 200—250 мм больше диаметра корпуса.

Линзовые компенсаторы рекомендуется устанавливать при давлении теплоносителя в корпусе до 6—8 атм. Для аппаратов с большим давлением применять линзовые компенсаторы нецелесообразно вследствие появления значительных распорных сил и в связи с тем, что конструкция компенсатора в этом случае получается слишком жесткой.

§ 13. ТЕПЛОВАЯ ИЗОЛЯЦИЯ

Судовые охладители и подогреватели жидкостей, температура наружной стенки которых выше 60°C или ниже 10°C , покрывают тепловой изоляцией.

Основное назначение тепловой изоляции — уменьшить потери тепла в окружающую среду и обеспечить безопасные условия для работы обслуживающего персонала. Опытным установлено, что эффективность тепловой изоляции очень велика. Потери тепла

в окружающую среду после нанесения тепловой изоляции снижаются в 8—10 раз.

В качестве основных теплоизоляционных материалов применяют асбест, совелит, ньювель, алюминиевую фольгу, асбестовермикулитовые плиты, асбозурит и др. (подробно о материалах см. в § 17, 18).

Выбор теплоизоляционного материала зависит от температуры изолируемой поверхности и диаметра аппарата (табл. 4).

При конструировании аппаратов необходимо заранее определить структуру и вид изоляции (мастичная, штучная, формованная, засыпная, набивная). При нанесении изоляции в виде формованных изделий для дополнительного крепления изоляции необходимо на соответствующих поверхностях установить шпильки или крючки. На плоских ровных поверхностях шпильки устанавливают в шахматном порядке с шагом 350—400 мм из расчета 5—6 шт. на площадь 0,5 м² (при размерах плит 1000 × 500 мм) и не менее одной шпильки на 0,05 м² при установке плит меньшей площади.

На криволинейных поверхностях шпильки (крючки) устанавливают также в шахматном порядке, но с шагом 250 мм.

Для определения величины тепловых потерь и толщины изоляционного слоя пользуются приведенными ниже формулами.

Тепловые потери с 1 пог. м неизолированной цилиндрической поверхности

$$q = \alpha_2 \pi D_n (t_1 - t_2) \text{ ккал/м} \cdot \text{час}, \quad (7)$$

где α_2 — коэффициент теплоотдачи от наружной поверхности к воздуху, ккал/м²час°C;

D_n — наружный диаметр неизолированной трубы (обечайки), м;

t_2 — температура окружающего воздуха, °C;

t_1 — для насыщенного пара и жидкостей принимается равным температуре теплоносителя.

Тепловые потери с 1 пог. м в час при однослойной изоляции

$$q_1 = \frac{2\pi\lambda_{из}}{\ln \frac{D_{из}}{D_{ст}}} (t_{ст} - t_{из}) \text{ ккал/м} \cdot \text{час}; \quad (8)$$

при двухслойной изоляции

$$q_1 = \frac{t_{ст} - t_{из}}{\frac{1}{2\pi\lambda_{из1}} \ln \frac{D_{из1}}{D_{ст}} + \frac{1}{2\pi\lambda_{из2}} \ln \frac{D_{из2}}{D_{из1}}} \text{ ккал/м} \cdot \text{час}, \quad (9)$$

где $D_{из}$ — наружный диаметр изоляционного слоя, м;

$\lambda_{из}$ — коэффициент теплопроводности изоляции, ккал/м·час°C;

$t_{ст}$ — температура стенки изолированного слоя, °C;

$t_{из}$ — температура наружной поверхности изоляции, °C.

Таблица 4

Толщина и типы изоляции в зависимости от температуры изолируемой поверхности и диаметра аппарата

Температура изолируемой поверхности, °C	Наружный диаметр аппарата, мм	Тип изоляции	Толщина изоляции, мм	Примечание
100—200	До 300	Матрацы теплоизоляционные из асбестовой ткани АТ-7 с наполнителем из ньювеля или совелита	40	Для труб и обечайек аппаратов из нержавеющей стали независимо от их диаметра допускаются только следующие изоляционные материалы: ФОВ, керамоперлит, асбопух и асбошнур, АТИМС с содержанием водорастворимых хлоридов не более 0,03% и отсутствием свободных щелочей
	301—400		50	
	401—500		60	
	501—600		70	
201—275	До 300		50	
	301—400		60	
	401—500		70	
	501—600		80	
276—324	До 300		60	
	301—400		70	
	401—500		80	
До 275	Все диаметры	Фольга алюминиевая гофрированная	Из расчета	
До 350		Формованные изделия ФОВ, ньювель, совелит или керамоперлит		
		Мастичная (ньювель или совелит)		
До 400		Формованные изделия ФОВ, совелит или керамоперлит		
		Мастичная (совелит)		
До 500		Формованные изделия или керамоперлит, мастичная двуслойная (асбозурит с ньювелем или совелитом)		

Общие тепловые потери через всю поверхность аппарата с тепловой изоляцией различной конструкции

$$Q = (q_1 F_1 + q_2 F_2 + \dots + q_n F_n) k_{из}, \quad (10)$$

где $q_1, q_2, \dots, q_n$ — удельные тепловые потери различных участков изоляции;

$F_1, F_2, \dots, F_n$ — поверхности изолированных участков аппарата;

$k_{из}$ — коэффициент, учитывающий потери тепла через неизолированные участки.

Толщина однослойной изоляции для цилиндрической поверхности

$$\ln \frac{D_{из}}{D_{ст}} = 2\pi\lambda_{из} \left[\frac{t_{ж} - t_{воз}}{q_l} - \left(\frac{1}{\pi D_{вн}\alpha_1} + \frac{1}{\pi D_{из}\alpha_2} \right) \right], \quad (11)$$

где $t_{ж}$ — температура жидкости в изолируемом аппарате, °С;

$t_{воз}$ — температура наружного воздуха, °С;

α_1 — коэффициент теплоотдачи от жидкости к стенке трубы (корпуса), $\text{ккал}/\text{м}^2 \cdot \text{час} \cdot \text{°С}$;

$D_{вн}$ — внутренний диаметр изолируемого аппарата, м.

Толщина двухслойной изоляции определяется:

для первого слоя

$$\ln \frac{D_{из1}}{D_{ст}} = 2\pi\lambda_{из1} \left(\frac{t_{ж} - t_{1,2}}{q_l} - \frac{1}{\pi D_{вн}\alpha_1} \right); \quad (12)$$

для второго слоя

$$\ln \frac{D_{из2}}{D_{из1}} = 2\pi\lambda_{из2} \left(\frac{t_{1,2} - t_{воз}}{q_l} - \frac{1}{\pi D_{из2}\alpha_2} \right), \quad (13)$$

где $t_{1,2}$ — температура изоляции на границе между двумя слоями, °С.

Длина шпилек должна быть выбрана в зависимости от толщины изоляции.

Изолируемая поверхность должна быть тщательно очищена от окалины, ржавчины, грязи и покрыта антикоррозионной краской.

Формованные изделия ФОВ и ФМВ-1 устанавливают на силикатном клее или асбозурите, изделия из совелита — на совелите, керамоперлитовые изделия — на асбозурите.

После установки на шпильки плиты закрепляют гайками с прокладкой под гайки металлических шайб.

На криволинейных поверхностях (обечайке, патрубках) формованные изделия крепят с помощью оцинкованной стальной проволоки, которую устанавливают по заранее приваренным шпилькам. Поверх изделий наносят слой штукатурки из ньюеля или совелита толщиной 10—15 мм.

При изоляции аппаратов матрацами или мастичными материалами на изолируемых поверхностях устанавливают каркас из пле-

теной сетки или изготавливают его по месту. Для крепления опорных колец к изолируемой поверхности приваривают угольники, крючки или лапки.

Теплоизоляционные матрицы изготавливают толщиной 30, 40 и 50 мм. Изоляция толщиной более 50 мм выполняется из двух матрацев.

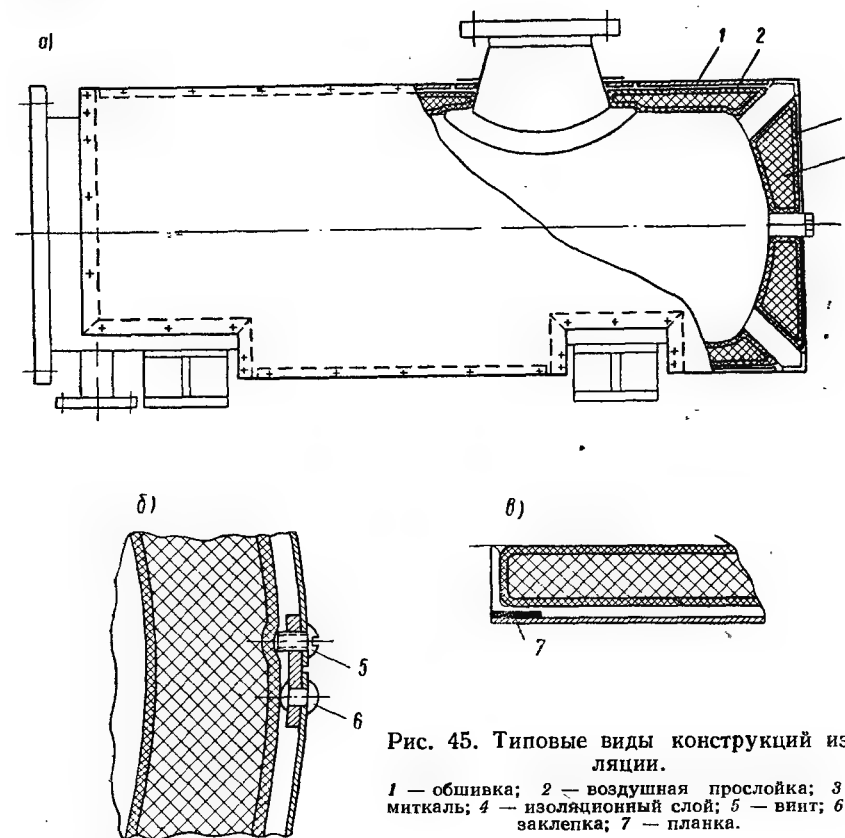


Рис. 45. Типовые виды конструкций изоляции.

1 — обшивка; 2 — воздушная прослойка; 3 — миткаль; 4 — изоляционный слой; 5 — винт; 6 — заклепка; 7 — планка.

В местах соединений изолируемой поверхности (например, у фланцев, опор) изоляцию устанавливают от этих соединений на расстоянии, равном длине соединительного болта или шпильки, плюс 20 мм.

Наружную поверхность изоляции штукатурят тем же материалом, из которого выполнен основной слой изоляции, и склеивают хлопчатобумажной тканью. Для удлинения срока службы и предотвращения разрушения хлопчатобумажную ткань покрывают масляной краской или металлическим кожухом. Типовые виды конструкции изоляции приведены на рис. 45, а—в.

В конструкциях теплообменных аппаратов, изготовляемых из материалов с различными значениями электрохимического потенциала и омываемых морской водой, возникает электрохимическая коррозия. Для защиты от коррозии деталей и узлов теплообменных аппаратов применяют протекторы. Такой вид защиты основан на принципе контакта двух различных металлов, один из которых является анодом, а другой — катодом. В качестве анода используются цинковые пластины или стержни, которые прикрепляют с надежным металлическим контактом как можно ближе к поверхности защищаемого металла. Цинк имеет более низкий электрический потенциал по сравнению с другими материалами (применяемыми для изготовления крышек и трубных досок) и поэтому разрушается (растворяется) быстрее. Скорость разрушения протектора пропорциональна плотности тока на его поверхности и является одной из характеристик протектора. Радиус действия протектора определяется его материалом, электропроводностью среды и геометрической формой защищаемой поверхности. В табл. 5 приводятся наиболее часто встречающиеся сочетания материалов, требующих установки протекторов. Конструкция протектора должна обеспечивать быструю его смену, поэтому протектор следует устанавливать в легко доступных для проверки и очистки местах. Перед установкой протектора детали его крепления должны быть очищены от грязи, а поверхности, находящиеся в контакте с морской водой, зачищены до блеска и обезжирены.

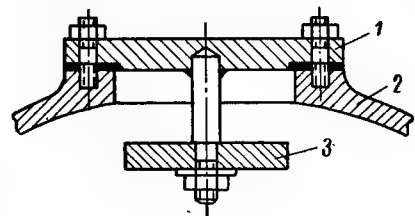


Рис. 46. Схема установки на крышке протектора пластинчатого типа.
1 — крышка лючка; 2 — крышка теплообменника; 3 — протектор.

В инструкции по эксплуатации теплообменного аппарата обязательно указывается периодичность очистки протектора и степень его износа, когда протектор необходимо заменить новым. Протектор со степенью износа более 50% должен быть заменен. Малый износ протектора говорит о том, что он работал неэффективно. В этом случае необходимо установить причину непроизводительной работы и принять соответствующие меры.

В теплообменных аппаратах протекторы, как правило, устанавливают на крышках для защиты от электрохимической коррозии

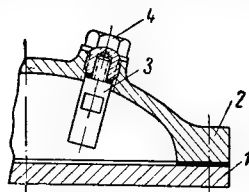


Рис. 47. Схема установки на крышке протектора пальчикового типа.
1 — трубная доска; 2 — крышка; 3 — протектор; 4 — пробка.

Сочетание материалов, требующих установки протекторов

Сочетание материалов		Материал, подверженный усиленной коррозии в данной паре	Рекомендуемый материал протектора	Примечание
1	2	2	3	4
Углеродистая низколегированная сталь, чугун	Цветные сплавы	Углеродистая или низколегированная сталь	ЦА2	Протекторная защита применяется, если конструкция ответственного назначения (при соотношении поверхности сплава, находящегося в контакте, ≤ 2)
Углеродистая или низколегированная сталь, чугун	Нержавеющие стали	Углеродистая или низколегированная сталь	ЦА2	
Бр. ОЦ10-2 Бр. АМЦ9-2	Нержавеющая сталь	Возможна коррозия бронзы и стали	Ст. 3	Протекторная защита обязательна во всех случаях
Бр. АМЦ9-2Л	Мельхиор МНЖ Мц 30-1-1	Бронза	ЦА2	Протекторная защита применяется, если $\frac{S \text{ бронзы}}{S \text{ мельхиора}} \leq 2$
Медь МЗС	Нержавеющие, хромоникелевые стали	Медь	Ст. 3	Протекторная защита применяется, если отношение поверхности сплава, подверженного усиленной коррозии к поверхности сплава, находящегося в контакте, ≤ 2
Латунь ЛО62-1	МНЖ5-1; Мельхиор МНЖ Мц 30-1-1	ЛО62-1	ЦА2; Ст. 3	Протекторная защита применяется, если отношение поверхности сплава, подверженного усиленной коррозии, к поверхности сплава, находящегося в контакте, ≤ 2
Сплав МНЖ5-1	Нержавеющие хромоникелевые стали	МНЖ5-1	Ст. 3	

крышек и трубных досок, омываемых морской водой. В судовых охладителях и нагревателях жидкостей наиболее широко применяются цинковые протекторы пластинчатого (диски) или пальчикового (стержни) типа. Пластинчатые протекторы устанавливают в лучках крышек, если позволяют габариты крышек, и крепят к крышке при помощи шпилек с гайками (рис. 46).

Пластинчатый протектор следует устанавливать на некотором расстоянии от защищаемой поверхности, так как в этом случае он будет работать двумя сторонами.

Пальчиковые протекторы применяются в случаях, когда габариты крышек малы для установки пластинчатых протекторов. Такие протекторы крепят в крышке при помощи резьбового соединения (рис. 47). Их размеры определяются величиной требуемой рабочей поверхности, которая находится из расчета протекторной защиты.

Рабочей поверхностью протектора считается сумма всех его поверхностей, соприкасающихся с морской водой

$$S_{\text{пр}} = S_{\text{защ}} \eta, \quad (14)$$

где $S_{\text{защ}}$ — суммарная поверхность защищаемой конструкции, находящаяся в пределах радиуса действия протектора;
 η — отношение площади протектора к площади защищаемой конструкции, которое рекомендуется принимать $\frac{1}{50} - \frac{1}{100}$.

§ 15. ДЕТАЛИ КРЕПЛЕНИЯ

Для создания плотного и прочного соединения деталей и узлов аппаратов, а также крепления аппаратов к фундаменту необходимо правильно выбирать материалы деталей крепления (шпильки, болты, опоры).

Для крепления крышек водяных камер к трубным доскам и фланцам корпусов широко применяются шпильки с буртиком (см. рис. 42). Бурт на шпильке, устанавливаемый в выточку трубной доски со стороны водяной камеры, при заворачивании гайки прижимает трубную доску к корпусу. Фланец крышки надевают на свободные концы шпилек и с помощью гаек прижимают к трубной доске. Такой вид соединения позволяет при осмотре, чистке и ремонте снимать крышку, не нарушая плотности соединения трубной доски с фланцем корпуса. Имеющийся на шпильке квадрат служит для удержания ее от проворачивания при заворачивании гайки со стороны крышки.

Материал шпилек принимается, как правило, более прочным и отличным от материала гаек. При срыве резьбы у гайки шпилька остается неповрежденной. Имеется в виду, что шпильку изготовить и заменить труднее, чем гайку. Шпильки для аппаратов невысокого давления изготовляют из стали 45, гайки — из стали 35. Для аппаратов с повышенным давлением рабочих сред шпильки выполняют

из различных марок высокопрочных легированных сталей, например 35Х, 35ХНВА и др.

В случае соединения крышки водяной камеры с фланцем корпуса, которым является трубная доска, приваренная к обечайке, вместо шпилек применяют болты. Требования по выбору материалов болтов те же, что и для шпилек.

Расчетные формулы по определению допустимых напряжений в болтах и шпильках приведены в § 28.

Крепление аппаратов к фундаменту осуществляется при помощи опор. Опоры аппаратов бывают двух видов: кольцевые (см. рис. 1, поз. 8, 10) и опоры-лапы (см. рис. 12, поз. 5, 10).

Большинство аппаратов крепят к фундаменту на двух опорах, причем одну из опор выполняют подвижной для компенсации тепловых расширений. Конструкция такой опоры показана на рис. 48. Особенность конструкции подвижной опоры в том, что она крепится к судовому фундаменту 1 с помощью болта 4 через втулку 3. Болт 4 устанавливается во втулке с некоторым зазором, которая в свою очередь устанавливается в отверстие опоры аппарата также с некоторым зазором. Усилие от затяга гайки болта воспринимается судовым фундаментом и втулкой 3. Таким образом, опора аппарата не воспринимает усилия от затяга болта и может перемещаться вдоль оси аппарата за счет зазора между головкой болта и опорой, образованного вследствие разности длины втулки и толщины опоры. Длину втулки обычно принимают больше толщины опоры аппарата на 3—4 мм.

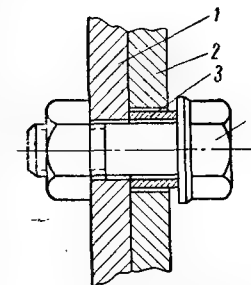


Рис. 48. Конструкция подвижной опоры.
 1 — фундамент; 2 — опора аппарата; 3 — втулка; 4 — болт.

§ 16. МЕРЫ ПО ОБЕСПЕЧЕНИЮ НАДЕЖНОСТИ И ДОЛГОВЕЧНОСТИ КОНСТРУКЦИЙ

Совершенствование теплообменных аппаратов должно идти в направлении уменьшения их весо-габаритных показателей и повышения надежности в работе. В процессе эксплуатации теплообменного аппарата возможно нарушение его нормальной работы, т. е. появление отказа в работе вследствие неправильно выбранных конструкций или материалов в процессе проектирования, а также некачественного изготовления на заводе-изготовителе. Отказ в работе аппарата может привести к серьезной аварии.

Так, нарушение плотности соединения труб с трубной доской или разрыв самой трубки в подогревателе нефти приведет к попаданию нефти в обогреваемый пар, в результате чего может произойти авария парового котла и выйти из строя вся энергетическая установка.

Отказы могут быть явными и неявными. Явные отказы обычно обнаруживаются при внешнем осмотре, неявные — специальными измерениями. Например, в случае разрушения крышки аппарата или деформации фланца корпуса, вследствие чего рабочая среда вытекает наружу, — отказ явный. В других случаях, например, при нарушении плотности вальцовочных соединений трубок с трубной доской, — отказ неявный, так как обнаружить его можно только при помощи измерений, например изменения давления среды, температуры, расхода и т. д. При разработке и применении эффективных способов измерений неявные отказы легко обнаруживаются.

Явные и неявные отказы могут быть внезапными и постепенными. При внезапных отказах наблюдается резкое ухудшение параметров рабочей среды, а при постепенных отказах ухудшение параметров может происходить в течение длительного времени.

Разрыв трубки в маслоохладителе вызывает резкое ухудшение смазывающей способности масла вследствие попадания забортной воды в масло (внезапный неявный отказ). Разрушение крышки теплообменного аппарата может вызвать затопление отсека (внезапный явный отказ). При загрязнении внутренней поверхности трубок будет наблюдаться постепенное повышение гидравлического сопротивления аппарата и ухудшение его теплотехнических показателей (постепенный неявный отказ). Отказы могут быть полными (разрыв трубки, разрушение крышки и т. д.) и неполными, связанными, например, с потерей плотности фланцевого соединения, когда соединение продолжает воспринимать давление рабочей среды, но не полное, а редуцированное.

По связи с другими отказами различают независимые и зависимые (возникающие вследствие другого отказа). Примером зависимого отказа может служить разрушение крышки вследствие ее коррозии, вызванной отказом работы протекторной защиты.

Чтобы правильно наметить пути повышения надежности элементов и аппаратов, необходимо знать факторы, оказывающие влияние на надежность, и причины появления отказов. На надежность охладителей и подогревателей оказывают влияние следующие факторы:

- надежность деталей и узлов;
- особенности конструкции, предусматривающей удобство эксплуатации, возможность обнаружения и устранения неисправностей;
- условия работы (температура, давление, наличие вибраций, ударных нагрузок и т. д.);
- степень квалификации обслуживающего персонала.

Все эти факторы можно подразделить на две группы: зависящие от внутренних свойств аппарата (выбранные материалы, конструкция аппарата и т. д.) и зависящие от внешних условий (температуры и давления теплоносителей, режима и условий работы, вибрации и т. д.).

Работы по повышению надежности теплообменной аппаратуры можно вести следующими этапами. Первый заключается в высоком качестве работ на всех стадиях проектирования, включая и отработку опытного образца. Вторым этапом предусматривается выполнение значительной части работ по повышению надежности при изготовлении аппарата.

В процессе проектирования следует особенно тщательно производить расчеты надежности отдельных элементов, узлов и всей конструкции аппарата в целом, чему до настоящего времени уделяется еще мало внимания. Необходимо стремиться к максимальной унификации деталей, элементов и узлов в разрабатываемых и ранее разработанных конструкциях. Унификация позволяет сократить сроки и трудоемкость проектирования и ускорить производство нового аппарата, повысить его качество, экономичность и надежность благодаря использованию уже проверенных деталей и узлов.

Большое внимание должно быть уделено технологичности нового аппарата, т. е. снижению трудоемкости его изготовления. Одновременно должна быть предусмотрена оптимальная ремонтпригодность аппарата: облегчение разборки и сборки при ремонтах, а также удобный доступ и быстрая замена часто сменяемых деталей (прокладок, протекторов, теплообменных трубок).

Новая конструкция аппарата, новые материалы, а также технология изготовления должны проверяться на опытных (головных) образцах. Изготовление, испытание и конструктивно-технологическая доводка опытного (головного) образца — один из наиболее ответственных моментов.

После конструктивно-технологической доводки, испытаний опытного образца и приемки его комиссиями наступает этап проектирования серийного аппарата.

Важную роль играет этап подготовки рабочего проекта для промышленного производства (окончательная отработка всей технической документации).

Работы по созданию высококачественного аппарата не заканчиваются с завершением работ над опытным образцом и передачей его со всей технической документацией заводу. Дальнейшее изучение нового аппарата следует продолжать при его производстве и эксплуатации, накапливать опытные и статистические данные, всесторонне характеризующие конструкцию.

Накапливание статистических данных об отказах аппаратов позволит успешно решать задачи по повышению их надежности. Информация о количестве и характере отказов отдельных элементов и аппаратов в целом, работающих в различных эксплуатационных условиях, позволит принимать правильные решения по улучшению конструкций наименее надежных элементов.

На основе данных о надежности в эксплуатационных условиях можно будет разработать методику расчета надежности судовых теплообменных аппаратов.

ГЛАВА III МАТЕРИАЛЫ

§ 17. ПРИМЕНЯЕМЫЕ МАТЕРИАЛЫ И ИХ ХАРАКТЕРИСТИКИ

При проектировании судовых охладителей и подогревателей жидкостей необходимо правильно выбирать материалы в зависимости от назначения аппарата и условий его работы.

Для изготовления судовых охладителей и подогревателей жидкостей широко применяются углеродистые и легированные стали, цветные металлы и их сплавы, сплавы на основе никеля и титана.

Углеродистые и легированные стали

В зависимости от химического состава стали подразделяют на углеродистые, хромистые, хромомолибденовые, хромомарганцовые, с титаном, хромованадиевые, хромоникелевые и другие. Углеродистая сталь (ГОСТ 380—60) подразделяется, в свою очередь, на две группы А и Б и одну подгруппу В. Сталь группы А поставляется по механическим свойствам, а сталь группы Б — по химическому составу. Сталь подгруппы В поставляется с гарантированными механическими свойствами и дополнительными требованиями по химическому составу. При изготовлении поковок и штамповок следует применять углеродистые стали марок Ст. 3 и Ст. 4 (ГОСТ 380—60).

Сталь марки Ст. 3 обладает высокой пластичностью и вязкостью, хорошо сваривается. Обрабатываемость резанием удовлетворительная. Практически не закаливается. Применяется в виде листов, лент, полос, сортового и фасонного проката, труб, поковок, штамповок и т. д.

Сталь марки Ст. 4 отличается повышенной вязкостью. Свариваемость и обрабатываемость резанием удовлетворительная. Применяется в виде листов, полос, фасонного и сортового проката, труб, поковок и штамповок.

Углеродистые кипящие стали (ГОСТ 380—60) из-за низкого качества, низких механических свойств и коррозионной стойкости

применяют ограниченно (при температуре до 200° С и давлении до 16 атм). Элементы теплообменных аппаратов, находящихся под давлением и воздействием жидкостей и водяного пара, желательно изготовлять из спокойных сталей, которые могут применяться при температуре от — 40 до 425° С и при давлении до 50 атм.

Малоуглеродистые нелегированные стали с содержанием углерода до 0,25% — очень пластичные материалы, хорошо поддающиеся обработке давлением, гибке и правке в горячем и холодном состояниях. Они хорошо свариваются и могут использоваться также для стального фасонного литья. Эти стали характеризуются вполне удовлетворительными механическими свойствами и достаточно прочны при температуре до 450° С. Не склонны к хрупкому разрушению и хорошо воспринимают динамические нагрузки.

Механические свойства углеродистой горячекатаной стали обыкновенного качества (группа А, ГОСТ 380—60) и область ее применения приведены в табл. 6.

Качественная листовая углеродистая сталь марок 15к и 20к (ГОСТ 5520—62) в зависимости от толщины листов подразделяется на три группы: 4—20, 27—40 и 41—60 мм. Эти стали обладают хорошей вязкостью и пластичностью, хорошо свариваются. Химический состав сталей 15к и 20к приведен в табл. 7.

Механические свойства листовой стали марок 15к и 20к указаны в табл. 8.

Качественные углеродистые стали 10 15, 20, 25, 35, 45 (ГОСТ 1050—60) ограничены по содержанию серы и фосфора, а также никеля, хрома и меди.

Сталь 15 обладает высокой пластичностью и вязкостью. Свариваемость хорошая, обрабатываемость резанием удовлетворительная. Пригодна для цементации и цианирования.

Сталь 35 обладает удовлетворительной пластичностью и вязкостью. Свариваемость ограниченная, обрабатываемость резанием хорошая.

Сталь 45 обладает повышенной прочностью и упругостью. Свариваемость ограниченная.

Механические свойства и область применения качественных углеродистых сталей приведены в табл. 9.

Легированные стали в зависимости от содержания легирующих элементов подразделяются на три группы: низколегированные (содержащие до 4—5% легирующих добавок); среднелегированные (от 4—5 до 10—12% легирующих добавок); высоколегированные (более 10—12 до 50% легирующих добавок).

Низколегированные стали повышенной прочности применяются для аппаратов, работающих при повышенных давлениях и температуре до 450° С. Эти стали легируют в основном марганцем (1—2%) Благодаря повышенным прочностным характеристикам этих сталей при их применении, по сравнению с углеродистыми, можно сэкономить до 20% металла.

Таблица 6

Механические свойства и область применения углеродистой стали
обыкновенного качества

Марка стали	Временное сопротивление, кг/мм^2	Относительное удлинение, % (не менее)		Рабочая температура стенки, $^{\circ}\text{C}$	Рабочее давление, кг/см^2
		10	5		
Ст. 2кп	32—42	26	31	От —15 до +200	16
Ст. 3кп	38—40	23	27	От —30 до +200	50
	41—43	22	26		
	44—47	21	25		
Ст. 4кп	42—44	21	25	От —30 до +200	50
	45—48	20	24		
	49—52	19	23		
Ст. 3	38—40	23	27	От —40 до +425	50
	41—43	22	26		
	44—47	21	25		
Ст. 4	42—44	21	25	От —40 до +425	50
	45—48	20	24		
	49—52	19	23		

Таблица 7

Химический состав стали марок 15к и 20к

Марка стали	Химический состав, %							
	углерод	кремний	марганец	сера	фосфор	хром	никель	медь
				не более				
15к	0,12—0,20	0,15—0,30	0,35—0,65	0,045	0,040	0,30	0,30	0,30
20к	0,16—0,24	0,15—0,30	0,35—0,65	0,045	0,040	0,30	0,30	0,30

Таблица 8

Механические свойства листовой стали марок 15К и 20К

Марка стали	$\sigma_{\text{в}}$, кг/мм^2	$\sigma_{\text{т}}$, кг/мм^2			Относительное удлинение, %			$a_{\text{к}}$, кг/см^2 (при температуре +20° С)		
		группа толщины			при $\sigma_{\text{в}}$, кг/мм^2	δ_5	δ_{10}	группа толщины		
		I	II	III				I	II	III
		не менее						не менее		
15к	38	23	22	21	38—40	27	23	8,0	7,5	7,0
					41—42	26	22	} 7,0	6,5	6,0
					≥ 43	25	21			
					41—42	26	22	} 7,0	6,6	6,0
20к	41	25	24	23	43—44	25	21			
					45—47	24	20			
					≥ 48	23	19			

Таблица 9

Механические свойства и область применения качественных
углеродистых сталей

Марка стали	Временное сопротивление, кг/мм^2	Предел текучести, кг/мм^2	Относительное удлинение, %	Относительное сужение, %	Ударная вязкость, кг/см^2	Область применения
	не менее					
10 15 20	34 38 42	21 23 25	31 27 25	55 55 55	— — —	Листы при рабочей температуре стенки от — 40 до +450° С, давление не ограничено
10 20	32 40	— —	26 24	— —	— —	Трубы при рабочей температуре стенки от — 40 до +475° С, давление до 160 <i>атм</i>
25 30 35 40	46 50 54 58	28 30 32 34	23 21 20 19	50 50 45 45	9 8 7 6	Для крепежных изделий при температуре рабочей среды от —30 до +435° С, рабочее давление не ограничено

Стали, механические свойства которых уменьшаются незначительно с повышением температуры (теплоустойчивые), отличаются значительным сопротивлением ползучести и высоким значением предела длительной прочности. Их легируют в основном молибденом, вольфрамом, ванадием и отчасти никелем. Молибден наиболее эффективно повышает теплоустойчивость стали.

Кислотостойкими сталями, хорошо сопротивляющимися разъедающему действию кислотных сред, являются в основном высоколегированные, содержащие хром, никель и кремний.

По ГОСТ 4543—61 поставляются легированные стали: хромистые 35Х, 38ХА, 40Х; хромокремнемарганцовая 30ХГСА и др.

Сталь 35Х обладает высокой прочностью и вязкостью. Свариваемость ограниченная, обработка резанием хорошая. Имеется незначительная склонность к отпускной хрупкости. Пригодна для цианирования. Применяется в виде листов, полос, сортового проката, штамповок и поковок в термически обработанном состоянии для изготовления различных нагруженных деталей.

Сталь 30ХГСА имеет высокую прочность и вязкость и пригодна для изготовления деталей, работающих при знакопеременных нагрузках. Свариваемость ограниченная, сварка производится по специальной технологии. Обработываемость резанием удовлетворительная. Склонна к отпускной хрупкости, хорошо прокаливается. Применяется в виде листов, сортового проката, поковок и штамповок.

Высоколегированные нержавеющие стали марок 0Х18Н10Т, Х18Н10Т, 0Х18Н12Т поставляются по ГОСТ 5632—61. Стали 0Х18Н10Т и Х18Н10Т обладают высокой коррозионной стойкостью в дистилляте, паре, растворах солей (кроме хлоридов) и щелочей. В морской воде эти стали подвержены язвенной и щелевой коррозии и могут применяться только с протекторной защитой. Склонность сталей к межкристаллитной коррозии увеличивается с повышением содержания углерода. Сталь 0Х18Н10Т менее склонна к межкристаллитной коррозии, чем Х18Н10Т. Последняя может применяться в качестве жаропрочной для изготовления деталей, работающих при температуре до 600°С.

Влияние температуры на механические свойства сталей. При повышенных температурах механические свойства сталей изменяются. Это необходимо учитывать при проектировании теплообменных аппаратов.

Под действием высоких температур и в условиях напряженного состояния в сталях возникают ползучесть и релаксация, протекающие с различной интенсивностью, в зависимости от химического состава стали, структуры, величины напряжений и т. д. Некоторые стали склонны к нарушению стабильности структур.

В связи с этим в условиях высоких температур при выборе допускаемых напряжений следует учитывать изменения комплекса механических свойств, т. е. не только изменения предела прочно-

сти, предела текучести, но и длительной прочности, а также склонности стали к ползучести и релаксации.

Допускаемые напряжения для различных марок сталей приведены в табл. 10.

Ползучесть сталей. Способность стали непрерывно пластически деформироваться под действием постоянной нагрузки при высоких температурах называется ползучестью.

Относительной скоростью ползучести называют скорость деформации образца

$$v_p = \frac{\Delta l}{l\tau} \text{ мм/мм} \cdot \text{час}, \quad (15)$$

где Δl — абсолютная деформация образца, мм;
 l — расчетная длина образца, мм;
 τ — время, часы.

Напряжение, которое вызывает общую деформацию ползучести в 1% ($\Delta l = 0,01l$) за определенное время τ (обычно составляет 10 000 или 100 000 час.), называют пределом ползучести (условным). Величина предела ползучести характеризует определенную скорость ползучести

$$v_c = \frac{0,01l}{110\,000} = 10^{-6} \text{ мм/мм} \cdot \text{час};$$

$$v_c = \frac{0,01l}{1100\,000} = 10^{-7} \text{ мм/мм} \cdot \text{час}.$$

Значения условного предела ползучести, отнесенные к вычисленным скоростям ползучести, обозначают соответственно $\sigma_{c \cdot 10^{-6}}$ и $\sigma_{c \cdot 10^{-7}}$.

При высоких напряжениях процесс ползучести подразделяют на три стадии (рис. 49): участок ab — начальная ползучесть, которая появляется вслед за упругой деформацией образца (скорость пластической деформации изменяется от начального максимального значения до постоянной величины, $v_c \rightarrow \text{tg}\alpha$); bc — участок с постоянной скоростью ползучести ($v_c = \text{tg}\alpha$); cd — конечная ползучесть до момента разрыва, характеризующаяся обычно увеличением скорости ползучести.

С повышением температуры предел ползучести снижается быстрее, чем предел текучести, вследствие чего при расчетах, начиная с некоторого значения температуры, необходимо учитывать не только предел текучести, но и предел ползучести.

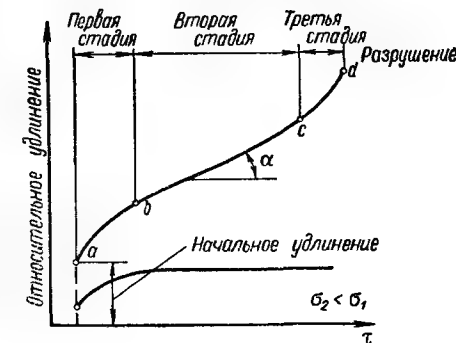


Рис. 49. Кривые ползучести.

Таблица 10

Номинальные допускаемые напряжения $\sigma_{\text{доп}}^*$ для различных сталей
в зависимости от расчетной температуры стенки, кг/мм^2

Расчетная температура, °C	Марка стали						
	Ст. 2	10	Ст. 3	20 20к	22к	25	X18H10T; X18H12T
20	13,0	13,0	14,0	14,7	17,0	16,5	14,6
250	10,9	11,2	12,0	13,2	15,0	14,7	12,5
275	10,3	10,6	11,4	12,6	14,6	14,0	12,3
300	9,8	10,0	10,8	11,9	14,0	13,2	12,0
320	—	9,5	—	11,4	13,6	12,5	11,8
340	—	9,0	—	10,9	13,0	11,9	11,6
360	—	8,5	—	10,3	—	11,2	11,4
380	—	8,1	—	9,7	—	10,6	11,25
400	—	7,7	—	9,2	—	10,0	11,1
410	—	7,5	—	8,9	—	9,6	11,1
420	—	7,2	—	8,6	—	9,3	11,0
430	—	6,8	—	8,3	—	8,6	10,9
440	—	6,0	—	7,3	—	7,7	10,8
450	—	5,3	—	6,4	—	6,8	10,7
460	—	4,7	—	5,6	—	5,9	10,6
470	—	4,2	—	4,9	—	5,2	10,5
480	—	4,7	—	4,3	—	4,5	10,5
490	—	3,2	—	3,8	—	3,9	10,4
500	—	3,0	—	3,4	—	3,4	10,4

Примечания. 1. Указанные в таблице значения номинальных допускаемых напряжений действительны при условии, что сталь подверглась термообработке, установленной ГОСТ или ТУ.

2. Приведенные в таблице $\sigma_{\text{доп}}^*$ являются минимальными значениями из вычисленных по трем следующим условиям:

$$\sigma_{\text{доп}}^* \leq \frac{\sigma_{\text{т}}^{\text{т}}}{1,5}; \quad \sigma_{\text{доп}}^* \leq \frac{\sigma_{\text{в}}^{\text{т}}}{2,6}; \quad \sigma_{\text{доп}}^* \leq \frac{\sigma_{\text{д.п}}^{\text{т}}}{1,5},$$

где характеристики прочностных сталей приняты по ГОСТ 10802—64, а для сталей, не вошедших в этот ГОСТ, — по минимальным значениям $\sigma_{\text{т}}^{\text{т}}$ и $\sigma_{\text{в}}^{\text{т}}$ и средним значениям $\sigma_{\text{д.п}}^{\text{т}}$, полученным из опытных данных.

$\sigma_{\text{доп}}^*$ — номинальное допускаемое напряжение, кг/мм^2 ;

$\sigma_{\text{т}}^{\text{т}}$ — условный предел текучести, кг/мм^2 ;

$\sigma_{\text{в}}^{\text{т}}$ — временное сопротивление разрыву, кг/мм^2 ;

$\sigma_{\text{д.п}}^{\text{т}}$ — условный предел длительной прочности, кг/мм^2 .

3. Для промежуточных значений температуры стенки величина допускаемого напряжения определяется путем интерполяции двух ближайших значений.

Для углеродистых сталей явление ползучести следует учитывать при температуре выше 375°C , для легированных сталей — при температуре примерно выше 420°C .

Значения предела ползучести для углеродистой стали марки Ст. 3 приведены в табл. 11.

Таблица 11

Значение предела ползучести стали марки Ст. 3

$\sigma_{\text{с}}$, кг/мм^2	Температура, °C		
	400	450	500
$\sigma_{\text{с}} 10^{-6}$	13	8	4,5
$\sigma_{\text{с}} 10^{-7}$	9	5	3

Предел ползучести рассчитывают в том случае, когда основным условием является ограничение величины деформации детали.

При расчете болтов часто ставится условие, при котором деформация ползучести не должна превышать упругого удлинения болта, т. е. приблизительно

$$v_{\text{с}} \tau \leq \frac{\sigma}{E}, \quad (16)$$

где σ — рабочее напряжение, кг/мм^2 ;

τ — время эксплуатации, часы.

Очевидно, условие будет выполнено, если

$$\sigma \leq \sigma_{\text{с}}, \quad (17)$$

где $\sigma_{\text{с}}$ — предел ползучести, отнесенный к скорости ползучести $v_{\text{с}}$.

Величина сопротивления стали ползучести является основным критерием для суждения о теплоустойчивости стали.

Текучесть сталей. С повышением температуры малоуглеродистых сталей изменяется характер кривых растяжения. При комнатной температуре на кривой наблюдается отчетливо выраженная площадка текучести. С повышением температуры она становится меньше и около 300°C исчезает. При отсутствии площадки текучести определяют условный предел текучести — напряжение, вызвавшее остаточную деформацию 0,2% (рис. 50).

Также определяют предел текучести сталей аустенитного класса, на кривых растяжения которых нет площадки текучести и при комнатной температуре.

При температуре $200\text{—}300^\circ\text{C}$ повышается прочность и снижается пластичность стали, поэтому в этом интервале температур недопустимо пластическое деформирование малоуглеродистой стали. Понижение пластичности стали обуславливается появлением мелкодисперсных частиц.

После холодного пластического деформирования малоуглеродистая сталь становится прочнее и даже после длительного пребы-

вания при комнатной температуре. Одновременно снижаются ее пластичность и ударная вязкость. Этот процесс называется естественным старением.

Нагрев наклепанной стали от 250—300° С (искусственное старение) резко ускоряет процесс старения. Ударная вязкость может снизиться при этом до 10—40% от исходной величины.

При степени пластической деформации 3—10% эффект старения проявляется особенно резко. Такие деформации наблюдаются при гибке, клепке, вальцовке. Старение — одна из причин образования трещин в вальцовочных соединениях из малоуглеродистой кипящей стали. Для предотвращения этого процесса производят

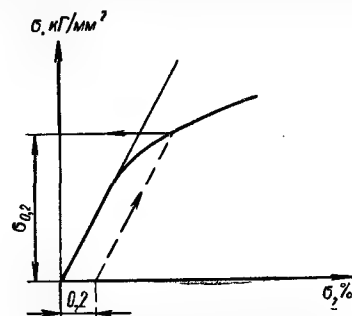


Рис. 50. График для определения условного предела текучести.

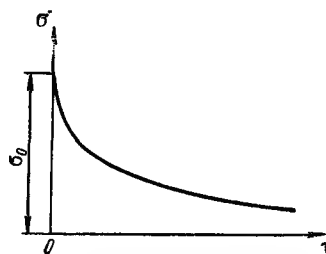


Рис. 51. Изменение напряжения в детали с течением времени.

закалку или нормализацию с отпуском при температуре 600—650° С. Повышенное содержание углерода уменьшает склонность к старению, поэтому не следует применять стали с очень низким содержанием углерода. Для изготовления сосудов, работающих под давлением, обычно применяют сталь с содержанием углерода 0,15 — 0,25%.

Релаксация. Самопроизвольное снижение напряжений в условиях высокой температуры в образцах или деталях при неизменной их деформации называется релаксацией. Релаксацию можно наблюдать, например, у болтов, или шпилек различных напряженных соединений. При релаксации общая деформация детали сохраняется, а напряжение в ней падает, в то время как при явлении ползучести напряжение остается постоянным, а деформация непрерывно нарастает. Явление релаксации заключается в перерастании упругой деформации в пластическую при неизменной общей деформации. Закон релаксации можно записать в следующем виде:

$$\epsilon_0 = \epsilon_e + \epsilon_p, \quad (18)$$

где ϵ_0 , ϵ_e и ϵ_p — начальная, упругая и пластическая деформации соответственно.

В начальный момент пластическая деформация может вообще отсутствовать ($\epsilon_p = 0$) и тогда $\epsilon_0 = \epsilon_e$ (рис. 51). При полной релаксации упругая деформация перерастает в пластическую ($\epsilon_0 = \epsilon_p$).

Величину пластической деформации можно выразить через напряжение

$$\epsilon_p = \frac{\sigma_0 - \sigma}{E}, \quad (19)$$

где σ_0 — начальное напряжение в детали;

σ — напряжение в данный момент времени.

Скорость пластической деформации в этом случае

$$v_p = \frac{\epsilon_p}{\tau} = \frac{\sigma_0 - \sigma}{E\tau} \text{ 1/час}, \quad (20)$$

где τ — время, часы.

Скоростью релаксации называют быстроту уменьшения напряжения в детали

$$v_r = \frac{\sigma_e - \sigma}{\tau} \text{ кг/см}^2 \cdot \text{час}. \quad (21)$$

Разделив выражение (20) на (21), получим

$$\frac{v_r}{v_p} = E. \quad (22)$$

Тогда скорость релаксации выразится через скорость пластической деформации соотношением

$$v_r = E v_p. \quad (23)$$

С течением времени скорость релаксации падает.

Остаточные напряжения. В стальных элементах и деталях из-за неравномерного распределения пластической деформации, в частности, при развальцовке и гибке труб, могут возникать остаточные напряжения. Причиной их появления может быть также неравномерная усадка металла при остывании, как и в сварных соединениях до термической обработки. Наконец, остаточные напряжения могут быть обусловлены различными структурными составляющими в разных зонах детали. Например, при поверхностной закалке наружные слои детали имеют структуру мартенсита, а сердцевина — структуру ферритоперлитной смеси. Так как удельный объем мартенсита несколько больше, наружные слои сжимаются, а внутренние растягиваются.

Остаточные напряжения, достигающие значительной величины, в некоторых случаях являются причиной коробления и разрушения деталей. Однако иногда они способствуют повышению прочности деталей.

Если остаточные напряжения и напряжения от нагрузки имеют один и тот же знак, то они суммируются, в результате чего прочность детали снижается. Если же остаточные напряжения и напря-

жения от нагрузки имеют противоположный знак, то деталь может воспринимать повышенные напряжения от внешней нагрузки без разрушения.

Рассмотрим, как возникают остаточные напряжения в вальцовочном соединении. В тщательно обработанное отверстие трубной доски вставляют с некоторым зазором конец трубки, в которую вводят вальцовку и раздают ее (рис. 52). При раздаче металл трубки переходит в пластическое состояние раньше металла трубной доски

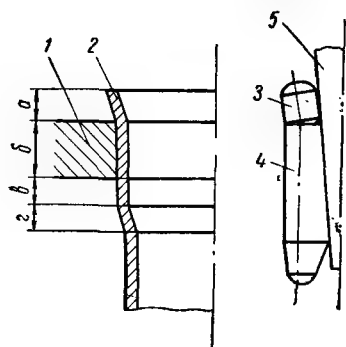


Рис. 52. Схема развальцованной трубки с введенным в нее роликом и конусом вальцовки: а — выступающий отбортованный конец («колокольчик»); б — толщина трубной доски; в — запас развальцовки трубки; г — переход от развальцованного участка к невальцованной части трубки.
1 — трубная доска; 2 — трубка; 3 — бортовой ролик; 4 — ролик вальцовки; 5 — конус.

и заполняет зазор между трубкой и доской. В это время металл доски находится еще в упругом состоянии.

При снятии внешней нагрузки от вальцовки металл трубной доски стремится возвратиться в первоначальное состояние, но ему препятствует пластически деформированная трубка.

В результате трубная доска плотно и прочно соединяется с трубкой. Остаточные напряжения в данном случае имеют положительное значение.

В сварных соединениях и гиах труб остаточные напряжения иногда способствуют разрушению деталей.

При стыковой сварке трубок остаточные напряжения часто приводят к образованию кольцевых трещин на внутренней поверхности трубок. В случаях, когда остаточные напряжения снижают прочность деталей, их стараются устранить путем термической обработки, применяя высокий отпуск углеродистых и низколегированных сталей перлитного класса, а также на-

грев до 1050—1100° С и последующее быстрое охлаждение сталей аустенитного класса.

В деталях, работающих при высокой температуре, остаточные напряжения со временем релаксируют. Чем ниже релаксационная стойкость стали при рабочей температуре, тем быстрее устраняются остаточные напряжения в ходе эксплуатации.

Цветные металлы и сплавы цветных металлов

Цветные металлы и сплавы широко применяются для изготовления элементов судовых охладителей и нагревателей жидкостей, работающих под давлением при температуре до 250° С. Они обладают высокой коррозионной стойкостью в условиях эксплуатации в среде морской воды и имеют высокую теплопроводность.

Ценным материалом для изготовления деталей теплообменных аппаратов является медь марки МЗС (ГОСТ 859—41).

Медноцинковые сплавы (латуни) марок Л-68, ЛО-70-1, ЛО-62-1 и ЛС-59-1 (ГОСТ 1019—47) широко применяются для изготовления элементов теплообменных аппаратов, работающих под давлением при температуре до 250° С.

В табл. 12 приведены различные марки латуней и области их применения для теплообменных аппаратов. Механические свойства латуней изменяются в следующих пределах: $\sigma_b = 40—70$ кг/мм²; $\sigma_t = 15—60$ кг/мм²; $\delta = 40—50\%$; $HB = 90—140$ кг/мм².

Таблица 12

Различные марки латуней и области их применения для теплообменных аппаратов

Марка латуни	Рабочая среда	Область применения
Л68 ЛО70-1 ЛО62-1	Пресная вода Морская » » »	Трубы и змеевики теплообменных аппаратов Трубные доски, диафрагма, крепеж

Все латуни коррозионноустойчивы в морской и пресной воде, паре, нефти, бензине и минеральных маслах.

Все марки латуней могут подвергаться горячей обработке (ковке, штамповке, прессованию).

Из никелевых сплавов в теплообменных аппаратах широко применяются марки МНЖ Мц30-1-1 (ГОСТ 10092—62) и МНЖ5-1. Из никелевых сплавов изготавливают трубки теплообменных аппаратов и другие детали, работающие в морской воде. Из сплавов для литья широко применяются бронза алюминиевомарганцовистая Бр. АМц 9-2л (ГОСТ 493—54), бронза оловянноцинковая Бр. ОЦ10-2 и др.

Коррозия металлов. Разрушение металлов вследствие химического или электрохимического воздействия внешней среды называют коррозией. По механизму протекания процесса различают два вида коррозии: химическую и электрохимическую.

Химическая коррозия металлов в условиях обтекания морской водой возникает главным образом в результате содержания в воде кислорода. Для уменьшения его воздействия надо стремиться предотвращать возможность образования воздушных мешков.

Электрохимическая коррозия возникает в результате появления гальванических токов при омывании морской водой, которая является электролитом разнородных металлов с разными потенциалами. Переносчиком электричества в растворе служат ионы,

присутствующие в нем вследствие диссоциации, а в металле — свободные электроны. При электрохимической реакции происходит окисление металла и восстановление водорода или кислорода, выделение металлов из растворов и т. д.

В зависимости от степени поражения поверхности различают несколько видов коррозий. При сплошной коррозии поверхность поражена равномерно (рис. 53), коррозия хорошо заметна и редко приводит к неожиданному разрушению.

Часты случаи, когда коррозия распространяется не по всей поверхности, а отдельными пятнами (рис. 53, б).

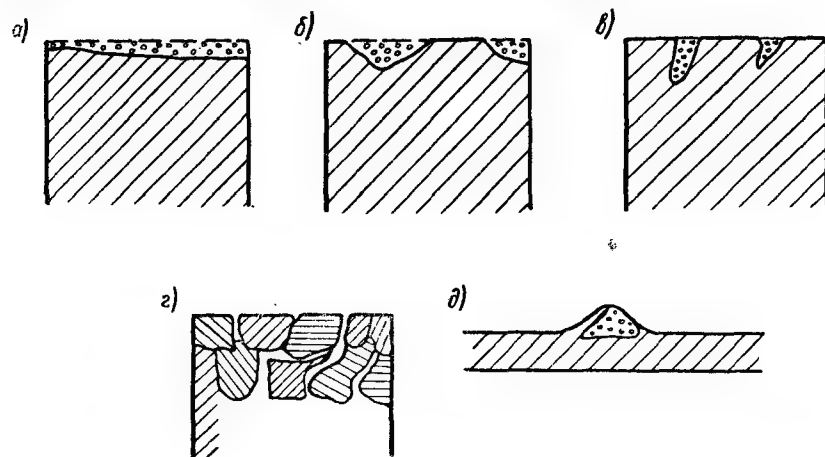


Рис. 53. Виды коррозионных разрушений: а — сплошная; б — коррозия пятнами; в — язвенная; г — межкристаллитная; д — подповерхностная.

При язвенной коррозии процесс интенсивно развивается только в отдельных точках поверхности металла. В этих местах образуются язвы, которые могут привести к свищам. Язвы заполняются продуктами коррозии и поэтому их не всегда удается обнаружить. При язвенной коррозии поражается относительно небольшая часть металла, однако часто все изделие становится непригодным для дальнейшего использования.

При межкристаллитной коррозии (рис. 53, г) разрушению подвергаются избирательно только границы зерен металла. Поверхность изделия может оставаться гладкой, а металл не в состоянии воспринимать нагрузки, так как отдельные зерна его разобщены прослойками окислов. Такая коррозия особенно опасна для судов, работающих под давлением.

Сосредоточение коррозионных разрушений в одном месте приравнивается к острым надрезам и ускоряет разрушение конструкции под действием нагрузок.

Таблица 13

Прокладочные материалы для уплотнения фланцевых соединений судовых охладителей и подогревателей жидкостей

Материал прокладки	Рабочая среда	Предельное рабочее давление, кг/см^2	Предельная температура, $^{\circ}\text{C}$	Минимальное удельное давление, кг/см^2	Максимальное удельное давление, кг/см^2	ГОСТ или ТУ
Резина сплошная (группы I, II, III)	Вода, рассол, воздух	3	40	50	210	ТУ МХП 233—Н
Резина с тканевой прослойкой	Вода	6	60	70	200	ГОСТ 6877—54
Резина маслостойкая (группы V, VI а, VII, VII а, VII б, VIII)	Нефть, бензин, мазут, масло	25	200	70	200	ТУ МХП 233—Н
Картон прокладочный	Нефть, мазут, масло	6	90	140	560	ГОСТ 6406—52
Картон прокладочный, пропитанный маслом	Конденсат	6	80	140	560	ГОСТ 6406—52
	Нефть, мазут, масло	10	40	140	560	

Материал прокладки	Рабочая среда	Предельное рабочее давление, $\text{кг}/\text{см}^2$	Предельная температура, $^{\circ}\text{C}$	Минимальное удельное давление, $\text{кг}/\text{см}^2$	Максимальное удельное давление, $\text{кг}/\text{см}^2$	ГОСТ или ТУ
Паронит прокладочный	Вода	50	450			ГОСТ 481—58
	Пар	50	450	150	1300	
	Конденсат	64	250			
	Воздух, азот	50	120			
	Рассол	10	30			
	Бензин, нефть, мазут, масло	25	200			
Медь отожженная марки М1	Пар	45	350	Предел прочности при растяжении		Марка материала по ГОСТ 859—41
	Топливо, масло	Более 50	200			
Медь отожженная марки М3	Пар	35	250			
Сталь марки ОХ18Н9Т	Пар	100	До 510			Марка материала по ГОСТ 5632—51
	Конденсат	100	Не ограничивается			

Прокладочные материалы

В судовых охладителях и подогревателях жидкостей имеется большое количество разъёмных соединений, к которым относятся соединения крышек аппаратов с корпусами, фланцевые соединения с трубопроводами, штуцерные соединения арматуры и др.

Герметичность соединений достигается установкой уплотнительных прокладок с последующим их обжатием. При обжатии соединения прокладка заполняет неровности уплотняемых поверхностей. В зависимости от среды и ее параметров прокладки изготовляют из различных материалов (табл. 13).

Теплоизоляционные материалы

Для нормальных условий работы обслуживающего персонала и снижения потерь тепла в окружающую среду поверхности теплообменных аппаратов, где это необходимо, покрывают слоем тепловой изоляции.

Теплоизоляции подвергают наружные поверхности подогревателей топлива, масла и воды.

Основные виды и характеристики теплоизоляционных материалов, применяемых для изоляции судовых охладителей и подогревателей жидкостей, приведены в табл. 14.

Таблица 14

Теплоизоляционные материалы, применяемые для изоляции судовых охладителей и подогревателей жидкости и их основные характеристики

Теплоизоляционные материалы	Удельный вес, $\kappa\Gamma/\text{м}^3$	Предельная температура применения, $^{\circ}\text{C}$	Коэффициент теплопроводности, $\text{ккал}/\text{м}\cdot\text{час}^{\circ}\text{C}$
Асбест хризотилковый марки М-5-60 или марки М-6-40	400—600	600	$0,092 + 0,00016t_{\text{ср}}$
Асбозурит марки Д	650	800	$0,14 + 0,00015t_{\text{ср}}$
Асболоухшнур	0,18—0,38 ($\kappa\Gamma/\text{м}$)	220—400	
Асбоцелантная штукатурка	1400		
Бумага асбестовая теплоизоляционная	0,65—1,9 ($\kappa\Gamma/\text{м}^2$)	500	$0,135 + 0,00016t_{\text{ср}}$
Матрацы теплоизоляционные с наполнителем (ньювель или совелит)	10,8—14,7 ($\kappa\Gamma/\text{м}^2$)	400—450	$0,072 + 0,0002t_{\text{ср}}$
Ньювель	350	350	$0,069 + 0,00008t_{\text{ср}}$
Совелит в порошке	220	400	$0,075$ при $t_{\text{ср}} = 200^{\circ}\text{C}$
Совелит в изоляции	420	400	$0,0736 + 0,000162t_{\text{ср}}$
Совелит в порошке	440	400	$0,0775 + 0,000075t_{\text{ср}}$
Шнур асбестовый	0,19—0,38 ($\kappa\Gamma/\text{м}$)	400	$0,17$ при $t_{\text{ср}} = 100^{\circ}\text{C}$
Фольга алюминиевая гофрированная	9—10	500	$0,051 + 0,00022t_{\text{ср}}$

**§ 18. ВЫБОР МАТЕРИАЛОВ ДЛЯ ОСНОВНЫХ ДЕТАЛЕЙ
В ЗАВИСИМОСТИ ОТ НАЗНАЧЕНИЯ АППАРАТОВ И УСЛОВИЙ
ИХ РАБОТЫ**

При выборе материалов определяющим является обеспечение надежности и долговечности в эксплуатации теплообменной аппаратуры в судовых условиях при минимальных весо-габаритных показателях и снижении стоимости изготовления. Одновременно выполнить перечисленные требования затруднительно, а подчас и невозможно. Поэтому предпочтение отдают тем требованиям, которые определяются назначением теплообменного аппарата и условиями его работы, характеризуемым в основном видом и параметрами теплоносителей.

Например, при проектировании теплообменного аппарата, в котором одним из теплоносителей, является морская вода, материал деталей и узлов, омываемых морской водой, следует выбирать из стойких в коррозионном отношении материалов, к которым относятся цветные металлы и их сплавы.

Детали и узлы, соприкасающиеся с менее агрессивными средами (пар, топливо, пресная вода), можно изготавливать из легированных или углеродистых сталей.

Однако выбор материалов только на основании свойств теплоносителей является недостаточным. В отличие от оборудования стационарных установок к судовому оборудованию всегда предъявляются жесткие требования в отношении соблюдения минимальных габаритов и весов. Для выполнения этих требований, особенно в случае, когда теплообменивающиеся среды имеют высокие давления, применяемые материалы должны обладать высокими физико-механическими свойствами. Это позволит обеспечить минимальные толщины и вес теплообменного аппарата.

Теплообменные трубки. Для аппаратов, в которых одним из теплоносителей является морская вода, при температуре стенки трубы со стороны морской воды до 60° С и скорости воды до 3 м/сек рекомендуется применять трубки из мельхиора МНЖ Мц30-1-1, а при температуре стенки 50° С и скорости воды до 2 м/сек — трубки из медноникелевого сплава МНЖ5-1.

При скорости морской воды до 0,9 м/сек допускается применение трубок из меди МЗС.

Приведенные значения скоростей являются максимально расчетными скоростями.

Для теплоносителей «пар—конденсат», «пар—масло» со скоростью движения потока не более 1,8 м/сек рекомендуется применять трубки из латуни Л68 или из нержавеющей стали, а для теплоносителей «жидкое топливо — пар», «жидкое топливо — конденсат» рекомендуются трубки из углеродистой стали.

Максимально допустимая скорость пара (насыщенного и влажного) для всех материалов трубок не должна превышать 50 м/сек,

так как дальнейшее увеличение скорости приводит к эрозионному разрушению трубок.

Максимально допустимая скорость жидких теплоносителей для трубок из углеродистой и нержавеющей сталей определяется допустимыми значениями потерь напора теплоносителей в аппаратах.

Рекомендуемые материалы трубок в зависимости от вида теплоносителя, скорости и температуры стенки трубки приведены в табл. 15.

Таблица 15

Рекомендуемые материалы трубок в зависимости от вида теплоносителя, скорости и температуры стенки трубки

Материал трубки	Рабочая среда	Скорость, м/сек	Температура стенки, °С
Мельхиор	—	До 3	До 60
МНЖ Мц30-1-1	—	До 3	До 50
Медноникелевый сплав МНЖ5-1	—	До 3	До 50
Медь МЗС	Морская вода	До 0,9	—
Латунь ЛО70-1	Морская вода	До 1,2	—
Латунь Л68	Пар — конденсат	До 1,8	—
Нержавеющая сталь 0Х18Н10Т	Пар — масло	—	—
Сталь углеродистая 10	Жидкое топливо — пар	—	—
	Жидкое топливо — конденсат	—	—

Примечание. Максимальная допускаемая скорость пара (насыщенного и влажного) для перечисленных материалов не должна превышать 50 м/сек.

Для трубок из различных материалов максимально допустимая температура теплоносителя приведена в табл. 16.

Корпус. Корпуса теплообменных аппаратов изготавливают из различных марок сталей и цветных сплавов. Для маслоохладителей и охладителей пресной воды, где исключается загрязнение масла или воды продуктами коррозии, корпуса выполняют из нержавеющей стали марок 0Х18Н12Т, 0Х18Н10Т или Х18Н10Т. В подогревателях топлива воды и масла корпуса изготавливают из стали 20к или 15к; в аппаратах с плоскими трубками — из цветных сплавов ЛО62-1 и МНЖ5-1.

Крышки. Крышки судовых охладителей и подогревателей по конструкции бывают литыми и штампованными. Литые крышки при омывании их морской водой с давлением более 10 кг/см² в большинстве случаев изготавливают из бронзы АМц9-2л. Крышки подогревателей топлива и пресной воды изготавливают из стали. Крышки

Таблица 16

Максимальная допускаемая температура рабочей среды для трубок из различных материалов

Материал трубок	Максимальная допускаемая температура рабочей среды, °С
Мельхиор МНЖ Мц30-1-1	350
Медноникелевый сплав МНЖ5-1	350
Латунь ЛО70-1 Латунь Л68 Медь МЗС	250
Стали: 10; Х18Н10Т; 0Х18Н10Т	400

аппаратов с плоскими трубками выполняют из алюминиевых сплавов АЛ-4, АЛ-5, АЛ-8 и АЛ-9.

При омывании морской водой с давлением до 10 кг/см^2 крышки изготавливают штампованными из меди МЗС или медноникелевого сплава МНЖ5-1.

Трубные доски. Для аппаратов, одной из рабочих сред в которых является морская вода, в качестве материала для трубных досок применяется латунь марки ЛО62-1. Трубные доски у аппаратов с плоскими трубками изготавливают из МНЖ5-1 или МЗС.

При малоагрессивных теплоносителях (пар, топливо) и в случае, если к ним не предъявляется особо жестких требований по чистоте, допускается выполнять трубные доски из углеродистых сталей.

Если к малоагрессивным теплоносителям предъявляются жесткие требования по чистоте, то в качестве материала для трубных досок принимается нержавеющая сталь марок 0Х18Н12Т, 0Х18Н10Т или Х18Н10Т.

Теплоизоляционные материалы должны иметь низкий коэффициент теплопроводности ($\lambda_t < 0,25 \text{ ккал/м} \cdot \text{час} \cdot ^\circ\text{С}$), малый удельный вес ($\gamma \leq 1500 \text{ кг/м}^3$) и быть огнестойкими. Они не должны оказывать агрессивного воздействия на изолируемые металлические стенки.

Для теплоизоляции корпусов теплообменных аппаратов применяют ньювель, представляющий собой сыпучую смесь водного карбоната магния с распушенным асбестом (15%) пятого сорта. Ньювель наносят в виде пасты, затворенной водой, или в сухом состоянии в виде теплоизоляционных матрацев.

Для изоляции корпусов теплообменных аппаратов применяют также совелит (сыпучий), состоящий из углекислых солей магния и кальция (продукт переработки доломита) и 15% асбеста четвертого сорта.

Совелит используют, как и ньювель, и, кроме того, в виде формованных плит. Совелитовые плиты изготовляют толщиной 30, 40 и 50 мм, шириной 170 и длиной 500 мм (ГОСТ 6788—62).

Хризотилловый асбест применяют для изготовления различных теплоизоляционных материалов. Асбест представляет собой водный силикат магнелии ($3 \text{ MgO} \cdot 2 \text{ SiO}_2 \cdot 2 \text{ H}_2\text{O}$), расщепляющийся на тонкие гибкие и эластичные волокна, которые можно скручивать в нити. Он огнестоек, нетеплопроводен, неэлектропроводен и щелочеупорен. Асбест можно применять для изоляции поверхностей, нагретых до температуры 500°С .

Сочетания сплавов цветных металлов в морской воде

Сочетание разнородных сплавов, находящихся в морской воде, во многих случаях приводит к ускорению коррозии одного или обоих сочетаемых сплавов и появлению язвенной коррозии или обесцинкования. На разрушение некоторых сплавов оказывает влияние скорость обтекания деталей морской водой.

При выборе сплавов цветных металлов для деталей, работающих в контакте в морской воде, следует руководствоваться данными, приведенными в табл. 17. При этом по таблице необходимо проверить опасность коррозии для обеих сочетаемых деталей.

Оценка контактной коррозии для данного сочетания сплавов производится в баллах.

Балл 1 — скорость коррозии рассматриваемого сплава не увеличивается при любой величине соотношения поверхностей сочетаемых деталей.

Балл 2 — сочетание допустимо для данного сплава при условии, что величина поверхности детали рассматриваемого сплава равна или больше поверхности детали сочетаемого сплава.

Балл 3 — сочетание допустимо для данного сплава при условии, что величина поверхности детали рассматриваемого сплава не менее чем в два раза превышает величину поверхности детали сочетаемого сплава.

Балл 4 — сочетание допустимо для данного сплава, если его поверхность не менее чем в 8—10 раз превышает сопряженную поверхность детали, или при установке протектора.

Например, опасность контактной коррозии латуни ЛО62-1 в паре с мельхиором МНЖ Мц30-1-1 оценена баллом 3, значит практически допустимая скорость коррозии ЛО62-1 будет получена при условии, если поверхность детали из латуни более чем в два раза

Оценка допустимости сочетания цветных сплавов в морской воде

Рассматриваемый сплав	Материал, контактируемый со сплавом									
	Медь; Л96; Л90	Л7070-1	Л7062-1	Л768	Л62; ЛС59-1	Бр. АМц9-2	Бр. ОЦНЗ 3-7-5-1	Бр. ОЦ10-2	МНЖ Мц30-1-1	МНЖ5-1
Медь; Л96; Л90	1	1	1	1	1	2	1	2	2	2
Л7070-1	1	1	1	1	1	1	1	1	3	3
Л7062-1	2	1	1	1	1	2	1	1	3	3
Л768	3	2	2	1	1	3	4	4	4	4
Л62; ЛС59-1	4	4	3	3	1	4	4	4	4	4
Бр. АМц9-2	1	1	1	1	1	1	1	1	2	1
Бр. ОЦНЗ 3-7-5-1	1	1	1	1	1	1	1	2	1	1
Бр. ОЦ10-2	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
МНЖ Мц30-1-1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
МНЖ5-1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
Углеродистые и низколегированные стали	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4
Нержавеющие стали ферритного класса	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4
Нержавеющие стали аустенитного класса	1	1	1	1	1	1	1	3	1	1

будет превышать поверхность деталей из МНЖ Мц30-1-1. При меньшей поверхности скорость коррозии будет недопустимо велика.

Опасность контактной коррозии мельхиора с латунью ЛО62-1 оценена баллом 1, следовательно, при любом соотношении поверхностей сочетаемых деталей скорость коррозии мельхиора не будет увеличиваться.

Данные таблицы распространяются на все случаи использования сплава независимо от его состояния или обработки поверхности (литой, обработанной давлением, резанием, термообработанной и т. д.). Площадь поверхности определяют с точностью $\pm 15\%$.

Находящимися в контакте с данной деталью считаются все детали и металлические поверхности, омываемые морской водой, имеющие между собой электрическое соединение по металлу, воде и расположенные в пределах «радиуса действия» детали. Например, детали, расположенные в разных камерах крышки, разделенной перегородкой, не могут считаться в контакте. При отсутствии перегородки в крышке они находятся в контакте.

«Радиус действия» в морской воде для деталей, расположенных на открытых поверхностях, принимается 1 м, а для деталей, расположенных в какой-либо полости — четырем-пяти наименьшим поперечным размерам полости, но не более 1 м. Так, если полость представляет собой крышку с поперечными размерами 100 × 200 мм, то «радиус действия» должен быть принят 0,5 м, а при размере крышки 400 × 500 мм «радиус действия» составит 1 м. Указанной величиной «радиуса действия» пользуются при сочетании сплавов, разность баллов которых более двух. При разности баллов 2 или менее «радиус действия» должен быть уменьшен вдвое. Например, при сочетании Л62 с Бр. ОЦНЗ 3-7-5-1 «радиус действия» должен быть принят равным 1 м, так как опасность контактной коррозии Бр. ОЦНЗ 3-7-5-1 в паре с Л62 оценена баллом 1, а Л62 в паре с Бр. ОЦНЗ 3-7-5-1 оценена баллом 4 (разность баллов 4-1-3).

Если в пределах «радиуса действия» рассматриваемой детали находится несколько деталей, изготовленных из разных сплавов, то для оценки опасности контактной коррозии рассматриваемой детали необходимо, оценив опасность коррозии материала, рассматриваемой детали в контакте с материалом каждой из сочетаемых деталей, подразделить эти детали на:

А) группу деталей, контакт с которыми благоприятен для рассматриваемой детали (включая и ее в эту группу), т. е. оценен баллом 1;

Б) группу деталей, контакт с которыми неблагоприятен для рассматриваемой детали, т. е. оценен баллами 2, 3 и 4:

Затем следует найти сумму величин поверхностей деталей групп

А ($\sum S_1$) и Б ($\sum S_2$) и их соотношение $\frac{\sum S_1}{\sum S_2}$. Полученная величина

и является средним баллом, оценивающим опасность контактной коррозии рассматриваемой детали (табл. 17).

ГЛАВА IV

ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ

Исходные данные при проектировании аппаратов определяются заданием, в котором указываются:

- назначение аппарата;
- вид теплоносителя (марка топлива или масла);
- расход теплоносителей;
- температура теплоносителей на входе и выходе из аппарата;
- допустимые гидравлические сопротивления теплоносителей;
- давления в полостях аппарата.

Расход и температура теплоносителей принимаются при разработке технического задания исходя из назначения аппаратов в тепловой схеме установки.

В разделе особых требований задания указываются устойчивость при действии ударных нагрузок, вибрации, материалы основных деталей, а также весьма часто предельные значения размеров проектируемого аппарата.

Проектирование охладителей и подогревателей жидкостей осуществляется в следующем порядке:

- а) выбирают тип поверхности теплообмена;
- б) определяют величину необходимой поверхности теплообмена;
- в) определяют гидравлические сопротивления;
- г) выполняют конструктивные проработки узлов и деталей, уточняют форму и конструктивные размеры элементов аппарата, материалы основных деталей и узлов.

Результаты выполненных проработок оформляют в виде теплового, гидравлического и прочностного расчетов, которые являются основой для разработки чертежей.

Работы по пунктам а, б и в выполняют на стадии эскизного проектирования, по пункту г — на стадии технического проектирования.

В случае, когда конструкция аппарата и материалы приняты аналогичными конструкции аппарата и материалам уже ранее известным и находящимся в эксплуатации, проектирование аппарата, как правило, начинают со стадии технического проектирования.

Эффективная и надежная работа теплообменного аппарата, удобство его сборки, разборки и очистки в процессе эксплуатации во многом определяется конструкцией теплопередающей поверхности. При этом необходимо учитывать следующие факторы: тепловую нагрузку, температурные условия, физико-химические параметры рабочих сред, условия теплообмена, величину гидравлических сопротивлений, возможность очистки теплопередающей поверхности от загрязнений и т. д. При высоких давлениях теплоносителей наиболее рационально применять теплопередающую поверхность, состоящую из круглых трубок, так как такие трубки с толщиной стенки 1—1,2 мм могут выдерживать давление примерно 100—150 кг/см². При загрязненных теплоносителях, когда требуется частая очистка теплопередающей поверхности, последнюю выполняют из гофрированных пластин.

Аппараты из гофрированных пластин легко разбираются и промываются в судовых условиях. Эту особенность пластинчатых теплообменников надлежит учитывать при использовании их в качестве охладителей масла и воды в судовых дизельных и газотурбинных установках, где наблюдается интенсивное загрязнение поверхности теплообмена продуктами неполного сгорания.

Заметим, однако, что теплопередающие поверхности, состоящие из пластин, в большинстве случаев не применяют для давлений более 10 кг/см² и температуре выше 140° С, лишь некоторые специальные конструкции полуразборного типа допускают давление до 30 кг/см².

Для напряженных судовых установок с дизельными и газовыми турбинами можно рекомендовать аппараты с теплопередающей поверхностью, состоящей из плоских трубок. По сравнению с другими типами теплопередающих поверхностей эти аппараты имеют хорошие весо-габаритные характеристики, однако их чистка требует специальных установок.

Плоские трубки с решеткой допускают давление во внутренней полости трубки до 17 кг/см².

Требования высокой надежности должны сочетаться с компактностью теплопередающих поверхностей, что определяет в конечном счете весо-габаритные показатели аппарата.

В табл. 18 приведены коэффициенты компактности по объему (м²/м³) для наиболее распространенных типов поверхностей теплообмена. Как видно, теплопередающая поверхность, составленная из плоских трубок, более компактна, чем теплопередающая поверхность из круглых трубок.

Данные по трудоемкости изготовления и стоимости кожухотрубных аппаратов с различными диаметрами трубок приведены в табл. 19. Из таблицы видно, что трудоемкость и стоимость изготовления, отнесенные к 1 м² теплопередающей поверхности у аппа-

Таблица 18

Коэффициент компактности по объему для различных поверхностей теплообмена

Поверхность теплообмена	Кратчайшее расстояние между соседними трубками или листами	Расположение трубок или пластин в теплопередающем элементе	Коэффициент компактности по объему, $\text{м}^2/\text{м}^3$	Примечание
Круглые трубки 10×1	3,5	Шахматное $s_1/d = 1,35$ $s_2/d = 1,35$	200	—
Круглые трубки 12×1	4	Шахматное $s_1/d = 16$ $s_2/d = 16$	171	—
Круглые трубки 15×1	5	$s_1/d = 20$ $s_2/d = 20$	137	—
Круглые трубки 16×1	5	$s_1/d = 21$ $s_2/d = 21$	100	—
Пластины типа 0,3 (нормали МН2791—61 и МН2792—61)	—	—	100	Поверхность охлаждения пластины $0,35 \text{ м}^2$, эквивалентный диаметр $0,0091 \text{ м}$, площадь живого сечения одного канала $0,00205 \text{ м}^2$
Плоские гладкие трубки $26,5 \times 4,5$ (по внешнему периметру)	3	Коридорное	267	Толщина стенки трубки 1 мм
Плоские трубки с лунками $50 \times 4,5$ (по внешнему периметру)	3	Коридорное	264	Толщина стенки трубки $0,5 \text{ мм}$
Плоские трубки с решетками $27 \times 4,5$ (по внешнему периметру)	3	Коридорное	263	Поверхность решетки внутри трубки учтена

Таблица 19

Трудоемкость изготовления и стоимость кожухотрубных теплообменных аппаратов с различными диаметрами трубок, отнесенных к единице поверхности теплообмена и выраженных в относительных единицах

Теплопередающая поверхность	Трудоемкость изготовления аппарата, н/час/м^2	Стоимость изготовления аппарата, руб/м^2
Поверхность теплообмена (при круглых трубках 10×1), м^2 : до 3 10—20 60—300	1 0,275—0,25 0,085—0,065	1 28,6—22,8 14,25—11,4
Поверхность теплообмена (при круглых трубках 16×1), м^2 : 10—20 100—400	0,3—0,25 0,09—0,05	31,4—28,6 14,3—8,55

ратов с трубками диаметром $10 \times 1 \text{ мм}$ меньше, чем у аппаратов с трубками диаметром $16 \times 1,5 \text{ мм}$. Это подтверждает целесообразность применения трубок $10 \times 1 \text{ мм}$.

§ 20. РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕПЛОНОСИТЕЛЕЙ В АППАРАТЕ

Распределение теплоносителей в теплообменном аппарате зависит от чистоты, давлений, физико-химических свойств и объемных расходов теплоносителей.

Более загрязненный теплоноситель целесообразно направлять в ту полость теплообменного аппарата, где возможность отложения загрязнений минимальная и которую легко очистить. Теплоноситель с большим давлением во избежание утяжеления корпуса (по условиям прочности) целесообразно направлять по трубкам.

Если теплоносители значительно отличаются по своим физико-химическим свойствам, например в охладителях вязких жидкостей, где охлаждающей средой является забортная вода, а охлаждаемой — вязкая жидкость, то с точки зрения интенсификации теплообмена выгоднее направлять вязкую жидкость в ту полость теплообменного аппарата, где будет осуществляться более интенсивное ее перемешивание.

Поясним это на примере. Требуется охладить забортной водой турбинное масло 46 до необходимой температуры. Теплообменная поверхность аппарата состоит из гладких круглых труб с внутренним диаметром 14 мм . Определим, какой из теплоносителей целесообразнее направить внутри труб, а какой снаружи. Для сравнения примем среднюю температуру и скорость движения обеих жидкостей одинаковыми: среднюю температуру 50°C ,

скорость 1 м/сек. Тогда величина критерия Рейнольдса для турбинного масла 46 составит

$$Re = \frac{1 \cdot 0,04}{45 \cdot 10^{-6}} = 312 \text{ (ламинарный режим);}$$

для воды

$$Re = \frac{1 \cdot 0,04}{0,556 \cdot 10^{-6}} = 25\,200 \text{ (турбулентный режим).}$$

Как видно, в трубное пространство выгоднее направить охлаждающую воду, а масло — в межтрубное пространство, причем движение масла должно быть организовано так, чтобы оно омывало трубки поперечным потоком. Это будет способствовать лучшему перемешиванию масла, а следовательно, и интенсификации теплообмена.

При проектировании охладителей или подогревателей воды нужно иметь в виду следующее. Неравномерное заполнение трубками участков вблизи стенок корпуса, большие зазоры между пучком трубок и корпусом, а также перегородками и корпусом затрудняют равномерное распределение скоростей по потоку теплоносителя. Кроме того, в многоходовых аппаратах протечки теплоносителя между ходами в трубках устранить проще, значительно труднее это сделать в межтрубном пространстве. В связи с этим в охладителях и подогревателях воды (если оба теплоносителя жидкостные) теплоноситель с большим объемным расходом целесообразнее направлять в межтрубное пространство, а с меньшим — в трубки. Это позволит обеспечить более равномерное распределение скоростей теплоносителей в аппарате.

При сочетании теплоносителей конденсирующийся пар — жидкость конденсирующийся пар, если этому не препятствуют другие требования, целесообразно из условий теплоотдачи со стороны пара направлять снаружи трубок.

§ 21. СКОРОСТИ ТЕПЛОНОСИТЕЛЕЙ

Выбор скоростей движения теплоносителей обуславливается рядом факторов. Для получения более высокого коэффициента теплоотдачи, а также уменьшения возможности осаждения на поверхностях трубок имеющих в теплоносителях мелких взвешенных частиц, в аппарате целесообразно осуществлять развитое турбулентное движение ($Re \geq 10\,000$).

При применяемых в судовых теплообменных аппаратах диаметрах трубок развитое турбулентное движение создается, например, для воды при скорости около 1 м/сек.

Однако скорости теплоносителей, особенно морской воды, ограничиваются определенными пределами в зависимости от материала

трубок (исходя из условий предотвращения явлений коррозии и эрозии, интенсивность которых растет с увеличением скоростей).

Величины предельных значений скоростей различного вида теплоносителей в зависимости от применяемых материалов трубок приведены в § 20.

Если скорость одного из теплоносителей почему-либо не может быть увеличена, целесообразно увеличивать скорость второго теплоносителя до тех пор, пока отношение коэффициента теплоотдачи второго теплоносителя к коэффициенту теплоотдачи первого не превысит 4—5. Дальнейшее повышение скорости теплоносителя приведет к незначительному росту коэффициента теплопередачи.

Кроме того, верхний предел скорости теплоносителей лимитируется также гидравлическими сопротивлениями, т. е. расходами мощности на привод насоса, определяемой по формуле

$$N = \frac{V \Delta p_n}{75 \eta} = \frac{G \Delta p_n}{3600 \cdot 75 \gamma \eta} \text{ л. с.}, \quad (24)$$

где V — объемный расход жидкости, м³/сек;
 G — весовой расход жидкости, кг/час;
 Δp_n — полное сопротивление, кг/м²;
 γ — удельный вес жидкости, кг/м³;
 η — к. п. д. насоса;
 3600 — переводной множитель, сек/час;
 75 — переводной множитель, кг/л. с.

При проектировании необходимо стремиться выбрать заданные величины гидравлических сопротивлений, т. е. обеспечить в аппарате допустимые максимальные скорости для создания благоприятных условий в процессе теплообмена.

§ 22. РАЗБИВКА ТРУБОК И НЕКОТОРЫЕ КОНСТРУКТИВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ТРУБНОГО ПУЧКА

Важным моментом при проектировании кожухотрубного аппарата является разбивка трубок (расположение трубок в пучке).

От принятых наружного диаметра трубок d_n и шага s_t , т. е. расстояния между осями соседних трубок, и способа разбивки будет зависеть компактность аппарата, его эффективность и надежность в работе.

Известно, что чем меньше диаметр трубок, тем выше коэффициент компактности аппарата.

В современных судовых аппаратах применяют трубки с минимальным наружным диаметром 10 мм. Дальнейшее уменьшение их диаметра ограничено тем, что в процессе эксплуатации они могут более быстро засоряться. Для уменьшения габаритов аппарата шаг трубок s_t обычно выбирают минимальным. Минимальная

величина шага зависит от способа крепления трубок в трубной доске. В современных судовых теплообменных аппаратах при развальцовке трубок в трубной доске шаг для трубок с наружным диаметром 10 мм принят 13,5 мм, для трубок с $d_n = 16$ мм $s_t = 21$ мм.

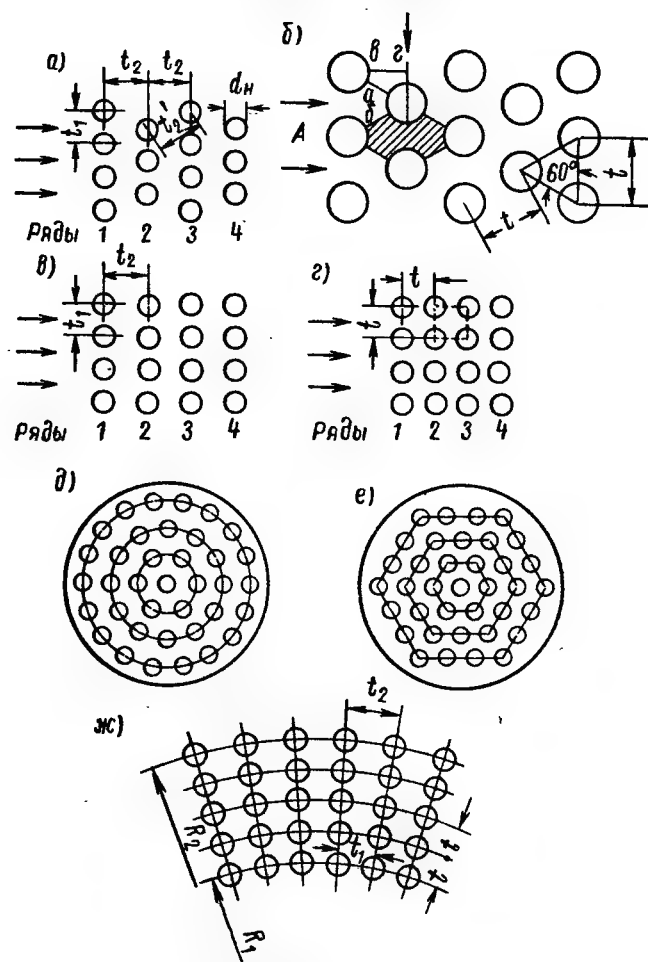


Рис. 54. Способы разбивки трубок: а — шахматная; б — треугольная; в — коридорная; г — квадратная; д — по концентрическим окружностям; е — треугольная в круглом корпусе; ж — радиальная.

Практикой изготовления теплообменной аппаратуры установлено, что минимально допустимое сечение мостика между двумя трубками при $d_n = 10$ мм можно принять 3,5 мм, а при $d_n = 16$ мм можно принять 5 мм.

Существуют следующие способы разбивки трубок: шахматная и частный ее случай треугольная (ромбическая); коридорная и частный ее случай квадратная; по концентрическим окружностям и радиальная.

Из перечисленных способов разбивки в судовых охладителях и подогревателях жидкостей отдают предпочтение треугольной разбивке, как наиболее компактной, так как в этом случае на единице площади трубной доски можно разместить наибольшее количество трубок и иметь в единице объема наибольшую поверхность теплообмена. Различные способы разбивки трубок показаны на рис. 54.

При разбивке трубок для аппаратов многоходовых по движению жидкости в трубном пространстве стремятся к равному количеству трубок в каждом ходе для обеспечения равномерного распределения скоростей в трубках. Это исключает возможность загрязнений внутренних поверхностей тех трубок, у которых скорости оказались бы низкими, в результате чего могло бы возрасти гидравлическое сопротивление и снизиться теплотехнические характеристики.

Расстояние от перегородки до оси ближайшего ряда трубок принимается $2d_n$.

Коэффициент заполнения трубной доски

Установленные в теплообменных аппаратах продольные перегородки и технологические зазоры между крайними трубками и корпусом не позволяют использовать полностью площадь трубной доски для размещения трубок.

Отношение действительного количества трубок в пучке к числу трубок, которые можно разместить при полном использовании площади трубной доски, называется коэффициентом заполнения трубной доски η_d .

Если общее число трубок в пучке N , шаг между трубками s_t , диаметр трубной доски D_d , то необходимая площадь для размещения трубок при треугольной разбивке $0,866 s_t N$, а действительная площадь трубной доски $\pi D_d^2/4$. Следовательно, коэффициент заполнения трубной доски

$$\eta_d = \frac{0,866 s_t^2 N}{\frac{\pi D_d^2}{4}} \quad \text{или} \quad \eta_d = 1,1 \frac{s_t^2}{D_d^2} N. \quad (25)$$

При выполнении тепловых расчетов в случае, когда еще нет чертежа разбивки трубок, η_d предварительно определяют по конструкции, аналогичной рассчитываемой, а в дальнейшем уточняют при конструктивной разработке. Для предварительных расчетов удобно также пользоваться коэффициентом использования

площади доски U_d — отношением общего сечения всех трубок (по наружному диаметру) к площади трубной доски

$$U_d = \frac{N \frac{\pi}{4} d_n^2}{\frac{\pi}{4} D_d^2} = N \left(\frac{d_n}{D_d} \right)^2, \quad (26)$$

где d_n — наружный диаметр теплообменной трубки.

Диаметр трубной доски и теплопередающего элемента

Из формулы (25) находим диаметр трубной доски

$$D_d = \sqrt{1,1 \frac{s_t^2 N}{\eta_d}} = 1,05 s_t \sqrt{\frac{N}{\eta_d}} \text{ м.} \quad (27)$$

При известных размерах трубок и их числе поверхность теплообмена определяется по формуле

$$F = \pi d_n l N \text{ м}^2, \quad (28)$$

где N — число трубок,

$$N = \frac{z G_T}{2825 \omega_T d_{вн}^2}, \quad (29)$$

где z — число ходов;

G_T — расход теплоносителя, кг/час ;

ω_T — скорость движения теплоносителя, м/сек .

Подставив в формулу (27) значение N из формулы (29), получим

$$D_d = \frac{1,05}{\sqrt{\eta_d}} s_t \sqrt{\frac{z G_T}{2825 d_{вн}^2 \omega_T}} = 0,01975 \frac{s_t}{d_{вн}} \sqrt{\frac{G_T}{\omega_T}} \sqrt{\frac{z}{\omega_T}}. \quad (30)$$

Следовательно, диаметр трубной доски

$$D_d = B \sqrt{\frac{z}{\omega}} \text{ м,} \quad (31)$$

где

$$B = 0,01975 \frac{s_t}{d_{вн}} \sqrt{\frac{G_T}{\eta_d}}. \quad (32)$$

Коэффициент B зависит от расхода жидкости, сортамента трубок и принятой разбивки трубок.

На основании формулы (31) можно сделать вывод, что диаметр трубной батареи прямо пропорционален корню квадратному из числа ходов жидкости в трубках батареи, обратно пропорционален корню квадратному из скорости теплоносителей в трубках и не зависит от коэффициента теплопередачи.

Из опыта проектирования и изготовления аппаратов установлено, что наиболее компактные и эффективные теплообменные аппараты получаются при выборе соотношения диаметра корпуса к длине аппарата 1 : 2,5 или близким к этому отношению значениям. Задавшись приемлемой длиной трубок l , можно определить диаметр трубной доски по формуле

$$D_d = 0,593 \psi \sqrt{\frac{F_n d_n}{l \eta_d}} \text{ м,} \quad (33)$$

где $\psi = s_t/d_n$ — относительный шаг;

F_n — поверхность теплообмена по наружной поверхности трубок, определенная на основании предварительного расчета аппарата, м^2 ;

l — длина трубок между трубными досками, м ;

η_d — коэффициент заполнения трубной доски.

ГЛАВА V

ТЕПЛОВОЙ, ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ И ПРОЧНОСТНОЙ РАСЧЕТЫ

Расчеты, выполняемые при проектировании аппаратов, подразделяются на основные (конструктивные) и поверочные. Основные расчеты, включающие в себя тепловой расчет, расчет гидравлических сопротивлений, расчет прочности узлов и деталей производятся при проектировании новых аппаратов. Цель таких расчетов — определение величины поверхности теплообмена, потерь давления по трактам движения теплоносителей и выполнение расчета прочности основных элементов аппаратов.

Поверочные расчеты выполняются при подборе необходимых аппаратов из числа спроектированных и находящихся в эксплуатации на параметры, отличные от спецификационных. В этом случае величина поверхности теплообмена и все геометрические и конструктивные характеристики (площади сечений для прохода теплоносителей, условные проходы патрубков, толщины всех основных деталей, принятые материалы и т. д.) уже известны и определению не подлежат.

При поверочном расчете определяют только параметры теплоносителя на выходе из аппарата и проверяют прочность на заданные параметры основных деталей и узлов.

§ 23. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ

Тепловой расчет заключается в определении величины поверхности теплообмена, необходимой для отвода заданного количества тепла.

Основанием для выполнения теплового расчета являются следующие исходные данные: часовой расход теплоносителей и температуры теплоносителей на входе и выходе из аппарата (для одного из теплоносителей, как правило, задается только температура на входе в аппарат).

Основными уравнениями теплового расчета охладителей и подогревателей жидкостей являются уравнения теплового баланса и теплопередачи. Они должны решаться совместно. Для определения тепловой нагрузки аппарата обычно используется уравнение

теплового баланса, а для определения необходимой поверхности теплообмена — уравнение теплопередачи.

Уравнение теплового баланса

$$Q = G_1 c_{p_1} (t'_1 - t''_1) \eta = G_2 c_{p_2} (t''_2 - t'_2) \text{ ккал/час}, \quad (34)$$

где Q — количество тепла, передаваемое от горячего теплоносителя к холодному, ккал/час;

G_1, G_2 — расходы горячего и холодного теплоносителей, кг/час;

c_{p_1}, c_{p_2} — теплоемкости горячего и холодного теплоносителей, отнесенные к средним температурам, ккал/кг °С;

t'_1, t''_1, t'_2, t''_2 — температуры горячего и холодного теплоносителей на входе и выходе из аппарата, °С;

η — коэффициент, учитывающий потерю тепла в окружающую среду.

Уравнение теплопередачи

$$Q = k F \Delta t \text{ ккал/час}, \quad (35)$$

где k — коэффициент теплопередачи, ккал/м²·час°С;

F — расчетная поверхность теплообмена, м²;

Δt — температурный напор, °С.

Зная количество передаваемого тепла Q , значения коэффициента теплопередачи k и температурного напора Δt , из уравнения (35) можно определить величину поверхности теплообмена F . Ниже приводится порядок вычисления коэффициентов теплоотдачи и температурных напоров.

§ 24. КОЭФФИЦИЕНТЫ ТЕПЛООТДАЧИ

Процесс передачи тепла в теплообменных аппаратах представляет собой сложное физическое явление.

В рекуперативных аппаратах, к которым относятся судовые охладители и подогреватели жидкостей, процесс теплообмена осуществляется через стенку теплопередающего элемента (трубку, пластину). При этом тепло передается от горячего теплоносителя к стенке, затем через стенку и, наконец, от нагретой стенки к холодному теплоносителю.

Передача тепла осуществляется вследствие конвекции и теплопроводности.

Интенсивность передачи тепла от горячего теплоносителя к холодному в основном определяется характером потока теплоносителей и их физическими свойствами.

Различают ламинарный, турбулентный и переходный режимы движения жидкостей.

Ламинарный режим характеризуется перемещением частиц жидкости параллельно перемещающимся струям (потокам). Передача

тепла при ламинарном движении жидкости осуществляется путем молекулярной теплопроводности.

При турбулентном движении тепло передается в основном за счет молярной теплопроводности, хотя небольшая часть тепла передается путем молекулярной теплопроводности.

Передача тепла путем теплопроводности при турбулентном режиме наблюдается главным образом у стенки трубы, где всегда сохраняется ламинарное движение.

Так как процессы передачи тепла еще недостаточно изучены, единой аналитической зависимости для количественного определения процессов передачи тепла нет. Поэтому до сих пор количественное определение процессов передачи тепла ведется в основном по эмпирическим данным (формулам, графикам). Эти данные справедливы только для условий, аналогичных тем, при которых проводился опыт.

Для расширения области использования полученных опытных данных при расчете подобных аппаратов пользуются теорией подобия, с помощью которой можно:

- выяснить, какие явления подобны;
- составить критерии подобия, пользуясь которыми, можно рассчитать подобный изученному процесс;
- установить зависимость между параметрами, характеризующими данный процесс, как зависимость между критериями подобия.

К величинам, характеризующим процесс теплопередачи и гидравлические сопротивления, относятся скорость движения теплоносителей, их теплофизические свойства (вязкость, теплопроводность, плотность, теплоемкость), геометрические размеры каналов и т. д.

Критерии подобия

Наиболее широко применяются следующие критерии. Критерий Рейнольдса

$$Re = \frac{wd}{\nu} \quad (36)$$

характеризует гидродинамический режим потока (соотношение сил инерции и сил вязкости в потоке жидкости).

Критическое значение критерия Рейнольдса $Re_{кр}$ составляет примерно 2200 и представляет собой границу между ламинарным и переходным движениями.

Критерий Нуссельта, характеризующий интенсивность теплообмена,

$$Nu = \frac{\alpha d}{\lambda} \quad (37)$$

Критерий Пекле, характеризующий тепловое подобие,

$$Pe = \frac{wd}{\alpha} \quad (38)$$

Критерий Прандтля, характеризующий физические свойства жидкости,

$$Pr = \frac{Pe}{Re} = \frac{3600\nu}{a} = \frac{3600\mu gc_p}{\lambda} \quad (39)$$

Критерий Грасгофа, характеризующий взаимодействие подъемных сил и сил вязкости,

$$Gr = \frac{gd^3}{\nu^2} \beta \Delta t \quad (40)$$

Критерий Эйлера, характеризующий гидравлическое сопротивление системы,

$$Eu = \frac{\Delta p}{\rho w^2} \quad (41)$$

Критерий Кутателадзе, характеризующий процесс изменения агрегатного состояния:

$$Ku = \frac{r}{c_p \Delta t} \quad (42)$$

В приведенных выше критериях приняты следующие обозначения:

- α — коэффициент теплоотдачи, $\text{ккал}/\text{м}^2 \cdot \text{час} \cdot ^\circ\text{C}$;
- d — определяющий размер, м ; для труб определяющим размером является диаметр, для каналов других сечений — эквивалентный диаметр $d_s = 4f/P$; формулы для определения эквивалентного диаметра различных сечений приведены в табл. 20;
- f — площадь сечения канала для потока теплоносителя, м^2 ;
- P — периметр канала, м ;
- w — скорость движения, $\text{м}/\text{сек}$;
- ν — коэффициент кинематической вязкости, $\text{м}^2/\text{сек}$;
- μ — коэффициент динамической вязкости, $\text{кг} \cdot \text{сек}/\text{м}^2$;
- c_p — теплоемкость, $\text{ккал}/\text{кг} \cdot ^\circ\text{C}$;
- g — ускорение силы тяжести, $\text{м}/\text{сек}^2$;
- γ — удельный вес, $\text{кг}/\text{м}^3$;
- $a = \lambda/c_p \gamma$ — коэффициент температуропроводности, $\text{м}^2/\text{час}$;
- r — скрытая теплота парообразования, $\text{ккал}/\text{кг}$;
- β — коэффициент линейного расширения жидкости, $1/^\circ\text{C}$;
- Δt — разность температур, $^\circ\text{C}$.

Теплофизические свойства теплоносителей, как правило, определяются при одинаковой для всех критериев температуре.

Таблица 20

Значение эквивалентного диаметра для различных форм сечения канала

Форма поперечного сечения	$\frac{a}{b}$	$d_э$	A
Круглая труба	—	d	64
Эллипс: a — малая ось b — большая ось	0,1	$1,55a$	78
	0,2	$1,50a$	76
	0,3	$1,44a$	73
	0,4	$1,37a$	70
	0,5	$1,30a$	68
	0,6	$1,24a$	66
Квадрат со стороной a	—	a	57
Прямоугольник: a — меньшая сторона b — большая сторона		Формула для об- щего случая $\frac{2ab}{a+b}$	
	0,1	$1,82a$	85
	0,2	$1,67a$	76
	0,3	$1,54a$	69
	0,5	$1,33a$	62
Равносторонний треугольник со сто- роной a	—	$0,58a$	53
Равнобедренный треугольник с осно- ванием a и углом β (град.) при вершине:			
20	—	$0,84a$	52
40	—	$0,70a$	54
80	—	$0,47a$	53
90	—	$0,41a$	52
100	—	$0,36a$	52
Круглое кольцо шириной a	—	$2a$	96

Обычно при расчете аппаратов в качестве определяющей температуры принимают среднеарифметическую

$$t_{cp} = 0,5(t_{вх} + t_{вых})^\circ\text{C}. \quad (43)$$

Иногда за определяющую температуру принимают температуру стенки или среднюю температуру пограничного слоя

$$t_{п.с} = 0,5(t_{ж} + t_{ст})^\circ\text{C},$$

где $t_{ж}$ — средняя температура жидкости, $^\circ\text{C}$;

$t_{ст}$ — средняя температура стенки, $^\circ\text{C}$.

При этом в формулах для каждого уравнения указывается температура, при которой определены теплотехнические величины теплоносителей.

Определение коэффициентов теплоотдачи при ламинарном движении жидкости

Как уже говорилось, ламинарное движение жидкости характеризуется небольшими значениями критерия Рейнольдса ($Re < 2200$)

Согласно исследованиям Михеева [18] коэффициент теплоотдачи при движении жидкости в трубках определяется по формуле

$$Nu_{ж} = 0,17 Re_{ж}^{0,33} Pr_{ж}^{0,43} Gr_{ж}^{0,1} \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_{ст}} \right)^{0,25}. \quad (44)$$

За определяющую температуру здесь принята средняя температура жидкости t_{cp} , за определяющий размер — эквивалентный диаметр $d_э$.

Формула (44) справедлива при величине отношений $l/d > 50$.

При отношениях $l/d < 50$ полученный по формуле (44) коэффициент теплоотдачи необходимо умножить на поправочный коэффициент ε_l :

Отношение l/d	Поправочный коэффициент ε_l	Отношение l/d	Поправочный коэффициент ε_l
1	1,9	20	1,13
2	1,7	30	1,05
5	1,44	40	1,02
10	1,28	50	1,00
15	1,18		

Определение коэффициентов теплоотдачи при турбулентном режиме движения жидкости

Коэффициент теплоотдачи для развитого турбулентного режима движения жидкости ($Re \geq 10\,000$) определяется по предложенной М. А. Михеевым универсальной формуле

$$\alpha = \frac{\lambda}{d_э} 0,021 Re_{ж}^{0,8} Pr_{ж}^{0,4} \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_{ст}} \right)^{0,25} \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot ^\circ\text{C}. \quad (45)$$

В формуле (45) за определяющую температуру при вычислении критериев Nu , Re , Pr принята средняя температура жидкости, а за определяющий размер — эквивалентный диаметр. Отношения критериев Прандтля, учитывающих направление теплового потока и величину температурного напора, взяты в формуле (45) при средней температуре жидкости $Pr_{ж}$ и температуре стенки трубки $Pr_{ст}$.

При потоке жидкости внутри трубы $d_э = d_{вн}$ для других форм сечения канала эквивалентный диаметр подсчитывают по формулам, приведенным в табл. 20.

Формула (45) справедлива для значений

$$Re_{ж} = 10^4 \div 5 \cdot 10^6; \quad Pr_{ж} = 0,6 \div 2500$$

и для $l/d > 50$.

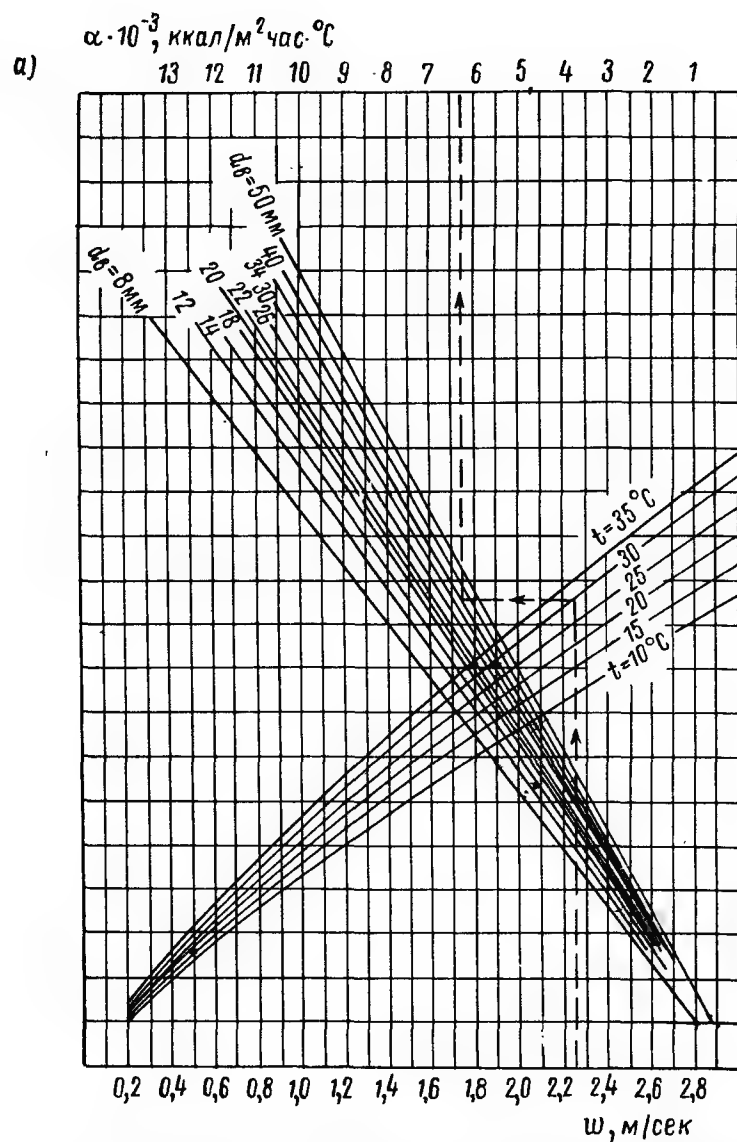
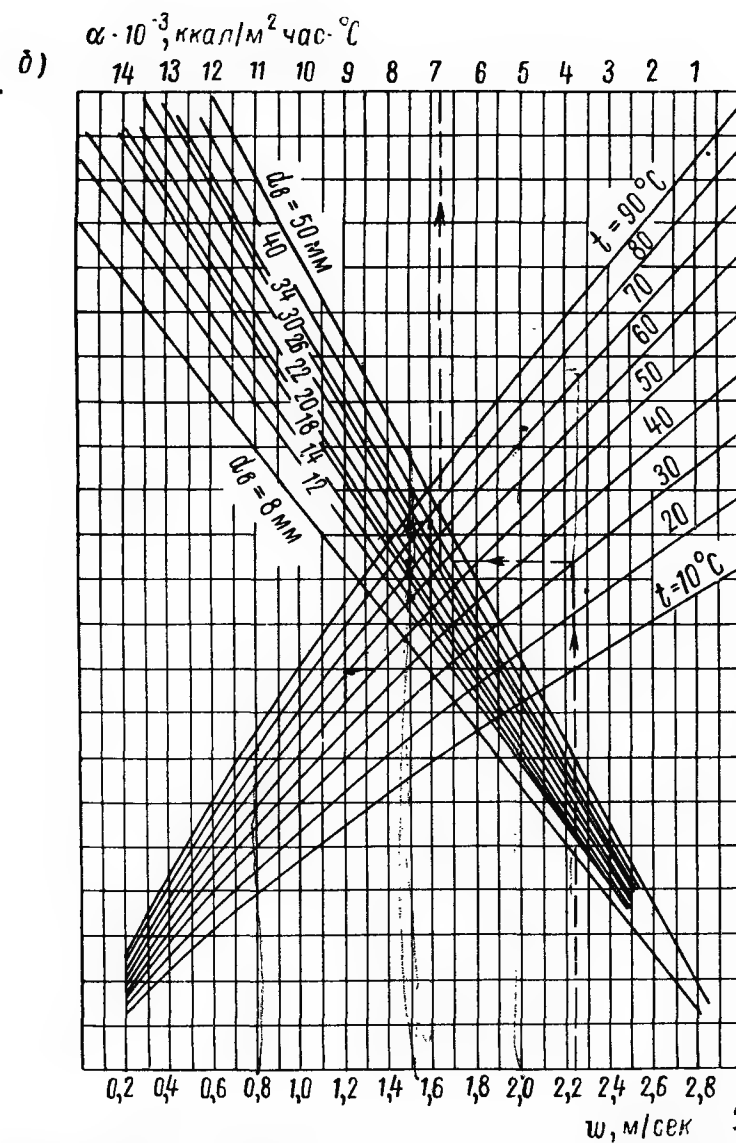


Рис. 55. Номограмма для определения коэффициента теплоотдачи в трубах; б — прес



при турбулентном движении: а — морской воды (соленостью 30‰) ной воды в трубах.

В случае, если длина трубы l меньше, чем 50 диаметров, то в формулу (45) вводят поправочный коэффициент ϵ_k (табл. 21).

Таблица 21

Поправочный коэффициент ϵ_k при $l/d < 50$ для турбулентного режима движения жидкости

Критерий Рейнольдса Re_f	Отношение l/d								
	1	2	5	10	15	20	30	40	50
$1 \cdot 10^4$	1,65	1,50	1,34	1,23	1,17	1,13	1,07	1,03	1,0
$2 \cdot 10^4$	1,51	1,40	1,27	1,18	1,13	1,10	1,05	1,02	1,0
$5 \cdot 10^4$	1,34	1,27	1,18	1,13	1,10	1,08	1,04	1,02	1,0
$1 \cdot 10^5$	1,28	1,22	1,15	1,10	1,08	1,06	1,03	1,02	1,0
$1 \cdot 10^6$	1,14	1,11	1,08	1,05	1,04	1,03	1,02	1,01	1,0

На рис. 55, a и b приведены номограммы для определения коэффициента теплоотдачи для пресной и морской воды (соленостью 30%) при развитом турбулентном движении в трубах различного диаметра.

Определение коэффициентов теплоотдачи при переходном режиме движения жидкости

Переходный режим движения жидкости характеризуется неустойчивой во времени структурой потока. Переходный режим течения сохраняется в диапазоне чисел Рейнольдса 2300—10 000.

До последнего времени в этом диапазоне чисел Re не получено надежных экспериментальных данных для расчета коэффициента теплоотдачи. Имеется ряд рекомендаций для приближенного расчета коэффициентов теплоотдачи, но ни одна из них не является универсальной.

Чтобы определить коэффициент теплоотдачи в подогревателях и охладителях жидкостей для переходного режима, наиболее удобно пользоваться зависимостями М. А. Михеева [18]

$$Nu_{ж} = k_0 Pr^{0,43} \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_{ст}} \right)^{0,25} \quad (46)$$

Значения функций $k_0 = f(Re_f)$ при $Re_f = 2 \cdot 10^3 \div 10^4$

$Re_f \cdot 10^{-3}$	k_0	$Re_f \cdot 10^{-3}$	k_0
2,2	2,2	5	16,5
2,3	3,6	6	20
2,5	4,9	7	24
3,0	7,5	8	27
3,5	10	9	30
4,0	12,2	10	33

Кроме указанного способа, определить коэффициент теплоотдачи при переходном режиме можно с помощью предложенной М. А. Михеевым [18] более простой формулы для определения коэффициента теплоотдачи при развитом турбулентном режиме

$$\alpha = \frac{\lambda}{d_s} 0,023 Re_{ж}^{0,8} Pr_{ж}^{0,4}.$$

С введением поправочного коэффициента η_T (рис. 56) формула для определения коэффициента теплоотдачи при переходном движении жидкости будет иметь следующий вид:

$$\alpha = \eta_T \frac{\lambda}{d_s} 0,023 Re_{ж} Pr_{ж}^{0,4} \quad (47)$$

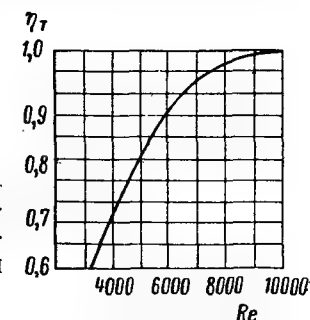


Рис. 56. К определению коэффициента η_T .

Определение коэффициентов теплоотдачи при поперечном обтекании трубок жидкостью

Интенсивность теплопередачи при поперечном обтекании трубок зависит от конструкции трубной системы. Процесс теплоотдачи в аппаратах с шахматным расположением трубок протекает эффективнее, чем в аппаратах с коридорным расположением трубок, так как в первом случае наблюдается большая турбулизация потока.

Следует, однако, иметь в виду, что гидравлические сопротивления при поперечном обтекании возрастают. Это должно быть учтено при определении исходных данных и проектировании аппарата.

Коэффициент теплоотдачи при поперечном обтекании одиночной трубы жидкостью определяется по формуле В. И. Гомелаури

$$\alpha = c \frac{\lambda}{d} Re_{ж}^n Pr_{ж}^{0,4} \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot ^\circ\text{C}. \quad (48)$$

Значение коэффициента c и показателя степени n определяется в зависимости от величины критерия Рейнольдса по табл. 22.

При вычислении скорости берется сечение в самом узком месте канала.

Таблица 22

Значение коэффициента c и показателя степени n в формуле (48)

Критерий Рейнольдса	Коэффициент c	Показатель степени n
5—80	0,93	0,4
80—5000	0,715	0,46
500—100 000	0,226	0,6

Наличие в аппаратах пучка труб в отличие от одиночной трубы изменяет картину и характер теплоотдачи.

Эти изменения вызваны установкой перегородок, изменением числа трубок, обтекаемых жидкостью, изменением скорости при движении от корпуса к центру и другими причинами.

Для определения коэффициента теплоотдачи при поперечном обтекании пучка с шахматным расположением трубок может быть рекомендована зависимость, предложенная М. А. Кичигиным и Г. Н. Костенко.

$$Nu_{ж} = 0,25 Re_{ж}^{0,6} Pr_{ж}^{0,3}. \quad (49)$$

Здесь за определяющую температуру принята средняя температура жидкости, за определяющий размер — наружный диаметр трубок.

Формула (49) справедлива для значений $Re_{ж} = 5000 - 70\,000$ и для чисто перпендикулярного омывания трубок жидкостью.

В аппаратах с сегментными перегородками поток жидкости омывает трубки под некоторым углом, что в свою очередь должно быть учтено при определении коэффициента теплоотдачи.

Значения коэффициента ϵ_{φ} в зависимости от угла потока жидкости, называемого иногда углом атаки, приведены ниже:

Угол атаки	ϵ_{φ}	Угол атаки	ϵ_{φ}
90	1	50	0,88
80	1	40	0,78
70	0,98	30	0,52
60	0,94		

Величина критерия Нуссельта в этом случае

$$Nu_{расч} = \epsilon_{\varphi} Nu_{ж}. \quad (50)$$

По формулам (48) и (49) обычно определяют коэффициент теплоотдачи при обтекании пучка трубок водой.

Для определения коэффициента теплоотдачи при обтекании пучков трубок вязкой жидкостью (маслом, мазутом) пользуются зависимостями, полученными экспериментальным путем.

Коэффициент теплоотдачи при обтекании пучка трубок с сегментными перегородками маслом определяют по формуле, предложенной В. М. Раафом

$$\alpha = 550 \sqrt{\frac{\omega_m}{s_t - d_n}} (1 + 0,006 t_m) \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot ^\circ\text{C}, \quad (51)$$

где ω_m — скорость масла, м/сек;

s_t — шаг расположения трубок, мм;

d_n — наружный диаметр трубок, мм;

t_m — средняя температура масла, $^\circ\text{C}$.

Из результатов испытаний аппаратов видно, что значения коэффициента теплоотдачи превышают расчетные.

На основании обработки опытных данных, полученных при испытаниях некоторых охладителей масла, для практических расчетов коэффициентов теплоотдачи В. А. Андреев [2] рекомендует вводить в формулу (51) поправочные коэффициенты:

$\eta_{\Phi} = 1,25$ — для пучков трубок диаметром $1,6 \times 1$ мм (шаг разбивки трубок по треугольнику $s_t = 21$ мм);

$\eta_{\Phi} = 1,3$ — для пучков трубок диаметром 10×1 мм (шаг разбивки трубок по треугольнику $s_t = 13,5$ мм).

Кроме того, для определения коэффициентов теплоотдачи со стороны масла для судовых маслоохладителей с трубками диаметром 16×1 мм рекомендуется следующая эмпирическая зависимость [2]

$$\alpha = 2,6 \beta_1 \beta_2 t_m^{0,9} \omega_m^{0,6} \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot ^\circ\text{C}, \quad (52)$$

где $\beta_1 = 0,97 + 0,055 \omega_b$ — поправка на скорость движения охлаждающей воды в трубках охладителя;

ω_b — скорость охлаждающей воды в трубках охладителя, м/сек;

$\beta_2 = \sqrt{14,4 + t_b}$ — поправка на температуру охлаждающей воды;

t_b — средняя температура охлаждающей воды в охладителе, $^\circ\text{C}$;

t_m — средняя температура охлаждаемого масла в охладителе, $^\circ\text{C}$;

ω_m — скорость масла в корпусе охладителя, м/сек.

Формула (52) справедлива для следующих значений температур и скоростей теплоносителей:

Средняя температура масла в маслоохладителе, $^\circ\text{C}$	35—45
Средняя температура охлаждающей воды, $^\circ\text{C}$	15—30
» скорость масла в межтрубном пространстве, м/сек	0,2—0,9
Средняя скорость охлаждающей воды в трубках охладителя, м/сек	0,1—0,9

В формулах (51) и (52) скорость масла определяется по усредненной площади для прохода масла между сегментными перегородками и над ними, т. е.

$$f = 0,5 (f_1 + f_2),$$

где f_1 — площадь для прохода масла между перегородками, м^2 ;

$$f_1 = \left(2y_0 + \frac{3m}{2n_0} y \right) h,$$

где y_0 — расстояние между крайней трубкой и стенкой корпуса (среднее значение для трубок, расположенных между кромками соседних перегородок), м;

m — количество зазоров между трубками в рядах, расположенных между кромками перегородок;

n_0 — количество рядов трубок, расположенных между кромками перегородок;
 h — расстояние между перегородками, м;
 f_2 — площадь для прохода масла в вырезе перегородки, м^2 ,

$$f_2 = \frac{D^2}{8} \left(\frac{\varphi_c \pi}{180} - \sin \varphi_c \right) - 0,785 d_n^2 N_c \text{ м}^2,$$

где D — внутренний диаметр корпуса, м;
 φ_c — центральный угол сегмента, образованный вырезом в перегородке, град.;
 d_n — наружный диаметр трубок, м;
 N_c — количество трубок в сегментном вырезе перегородки.

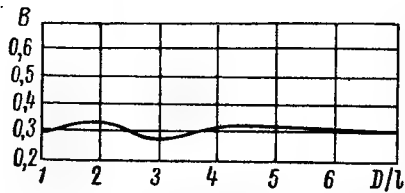


Рис. 57. К определению коэффициента B .

В литературе имеются и другие рекомендации по определению коэффициента теплоотдачи от масла к охлаждающей воде. В частности, в работе [6] на основании экспериментальных модельных исследований теплоотдачи при поперечном обтекании пучка трубок с сегментными и кольцевыми перегородками рекомендуется зависимость

$$\alpha_m = \frac{\lambda}{\delta} B \text{Re}^{0,5} \text{Pr}^{1/3} \left(\frac{\text{Pr}_ж}{\text{Pr}_{ст}} \right)^{0,14} \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot ^\circ\text{C}, \quad (53)$$

где B — безразмерный коэффициент, зависящий от отношения диаметра трубного пучка D к расстоянию между перегородками l . Значения коэффициента B приведены на рис. 57.

Пользуясь формулой (53), можно вычислить коэффициент теплоотдачи для трубок диаметром 6—14 мм, $s/d_n = 1,25$ — 1,35 и отношении диаметра пучка к расстоянию между перегородками 1—6.

Заметим, однако, что предложенная графическая зависимость для определения коэффициента B получена при испытаниях на моделях. Испытания головных образцов маслоохладителей и произведенный их пересчет по предложенной в работе [6] методике показали, что для аппаратов промышленного изготовления значения коэффициента B на 30—35% меньше по сравнению с данными, полученными по графику (рис. 57). Это расхождение объясняется тем, что в аппаратах промышленного изготовления в отличие от моделей имеются большие зазоры между трубным пучком и стенкой корпуса, в связи с чем изменяется соотношением расходов масла через пучок и зазор.

Для практических расчетов могут быть рекомендованы графики зависимостей $\alpha_m = f(w_m)$, построенные по результатам испытаний головных маслоохладителей (см. прилож. XIII и XIV).

При пользовании формулой (53) [6] рекомендуют определять скорость масла в межтрубном пространстве из выражения

$$w_m = \frac{G}{3600 f_m} \text{ м/сек},$$

где f_m — среднее живое сечение для прохода масла в межтрубном пространстве (подсчитывается для наименьшего расстояния между образующими соседних трубок), м^2 .

Для сегментных перегородок

$$f_m = hb \left(1 - \frac{d_n}{s_1} \right) \text{ м}^2, \quad (54)$$

где h — расстояние между перегородками;
 d_n — наружный диаметр трубок, м;
 s_1 — шаг по ширине пучка, м;
 b — ширина среднего сечения для прохода масла,

$$b = \frac{\left(\frac{\pi D^2}{4} - f \right)}{s^3} \text{ м}, \quad (55)$$

где D — внутренний диаметр аппарата, м;
 f — площадь сегмента перегородки, м^2 ;
 s — хорда сегмента, м.

Определение коэффициентов теплоотдачи при продольном обтекании прямых гладких трубок

Обтекание считается продольным, если отношение длины теплопередающего элемента к его диаметру ≥ 10 . Коэффициент теплоотдачи при таком обтекании определяется по формуле (45) [18].

В качестве определяющего размера в этой формуле принимается эквивалентный диаметр d_3 .

Определение коэффициентов теплоотдачи при движении жидкостей в изогнутых трубках

При движении жидкости в изогнутых трубках происходит дополнительная турбулизация потока, вызываемая поперечной циркуляцией, вследствие чего коэффициент теплопередачи при прочих равных условиях в изогнутых трубках выше, чем в прямых. При этом значение величины критерия Рейнольдса зависит от относительной кривизны трубок.

При отношении радиуса закругления трубки к ее диаметру $R/d = 3$ — 12 критическое значение критерия Рейнольдса определяется по формуле

$$\text{Re}_{кр} = 2300 + 10500 \left(\frac{d}{R} \right)^{0,3}. \quad (56)$$

Коэффициент теплоотдачи при движении жидкости в винтовых змеевиках определяется по формулам для прямых трубок с введением поправочного коэффициента $\eta_{3.м}$. Величина $\eta_{3.м}$ определяется из выражения

$$\eta_{3.м} = 1 + 1,77 \frac{d}{R},$$

соответственно

$$\alpha_3 = \eta_{3.м} \alpha = \left(1 + 1,77 \frac{d}{R}\right) \alpha \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot ^\circ\text{C}, \quad (57)$$

где α — коэффициент теплоотдачи внутри прямой трубки.

Коэффициент теплоотдачи в круглых U-образных трубках диаметром 17/13 мм с турбулизаторами при нагреве вязких жидкостей определяется по формуле

$$Nu_{ж} = C Re_{ж}^{0,47} Pr_{ж}^{0,33} \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_{ст}}\right)^{0,05}. \quad (58)$$

Формула (58) справедлива при значениях $Re = 10 - 500$ и $Pr = 300 - 5000$.

За эквивалентный диаметр принимается внутренний диаметр трубок.

Значения $Re_{ж}$ и $Pr_{ж}$ определяются при средней температуре жидкости.

Коэффициент C принимается в зависимости от шага закрутки: при $s_1 = \infty$, $s_2 = 50$, $s_3 = 25$ $C = 0,129$, $0,170$ и $0,265$ соответственно.

Определение коэффициента теплоотдачи при конденсации водяного пара

При соприкосновении пара со стенкой, температура которой ниже температуры насыщения пара при данном давлении, пар отдает тепло и конденсируется.

Различают капельную и пленочную конденсацию пара. В большинстве парожидкостных аппаратов наблюдается пленочная конденсация.

Величина коэффициента теплоотдачи от пара к стенке трубки зависит от толщины пленки конденсата, через которую проходит тепло, выделяющееся при конденсации пара, и характера стекания конденсата.

Коэффициент теплоотдачи от конденсирующегося сухого насыщенного пара может быть определен по следующей формуле [18]:

$$\alpha_n = c \sqrt[4]{\frac{\gamma^2 \lambda^3}{\mu}} \cdot \frac{\sqrt[4]{r}}{\sqrt[4]{l + (t_s - t_{ст})}} \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot ^\circ\text{C}. \quad (59)$$

Обозначив $\sqrt[4]{\frac{\gamma^2 \lambda^3}{\mu}} = b$, получим

$$\alpha_n = \frac{cb \sqrt[4]{r}}{\sqrt[4]{l + (t_s - t_{ст})}}, \quad (60)$$

где $\sqrt[4]{\frac{\gamma^2 \lambda^3}{\mu}}$ — комплекс физических постоянных, взятых при средней температуре пленки $t_{пл} = 0,5 (t_s + t_{ст})$, $^\circ\text{C}$;

$t_{ст}$ — температура стенки, $^\circ\text{C}$;

$\sqrt[4]{r}$ — определяется при температуре насыщения;

$l = H$ — высота стенки или трубки, м, (для вертикальных аппаратов);

$l = d_n$ — диаметр трубки (для горизонтальных аппаратов).

Значения $\sqrt[4]{\frac{\gamma^2 \lambda^3}{\mu}}$ и $\sqrt[4]{r}$ для различных температур воды приведены в табл. 23.

Таблица 23

Вспомогательные значения для расчета коэффициента теплоотдачи при конденсации водяных паров [18]

$t, ^\circ\text{C}$	$p, \text{ кг/см}^2$	$\left(\frac{\sqrt[4]{r}}{\left(\frac{\text{ккал}}{\text{кг}}\right)^{1/4}}\right)^{1/4}$	$b = 10^{-3} \sqrt[4]{\frac{\gamma^2 \lambda^3}{\mu}}, \frac{\text{ккал}^{3/4}}{\text{м}^{7/4} \cdot \text{час} \cdot ^\circ\text{C}^{3/4}}$
0	0,006	4,93	1,21
20	0,024	4,91	1,48
40	0,075	4,90	1,71
60	0,203	4,88	1,91
80	0,483	4,85	2,07
100	1,03	4,82	2,20
120	2,03	4,80	2,30
140	3,69	4,76	2,37
160	6,30	4,73	2,40
180	10,23	4,60	2,42
200	15,86	4,64	2,43
220	23,70	4,60	2,41
240	34,14	4,52	2,40
260	47,87	4,46	2,30
280	65,46	4,88	2,21
300	87,61	4,27	2,10
320	115,1	4,13	1,95
340	149,0	3,95	1,74
360	190,4	3,62	1,44

Примечания. 1. $\sqrt[4]{r}$ принимают при температуре насыщения t_s .

2. $\sqrt[4]{\frac{\gamma^2 \lambda^3}{\mu}}$ принимают по средней температуре пленки $t_{пл} = 0,5 (t_s + t_{ст})$.

Для вертикальной стенки или трубки $c = 1,15$;

Для горизонтальной стенки или трубки $c = 0,72$.

Коэффициент теплоотдачи конденсирующегося перегретого пара может быть определен также по формуле (57). В этом случае в расчет вводят температуру насыщения при соответствующем давлении. Кроме того, учитывают теплоту перегрева и вместо теплоты парообразования r принимают величину

$$r + c_p (t'' - t_s),$$

где t'' — температура перегретого пара, °C;

t — температура насыщения, °C;

r — теплота парообразования, ккал/кг;

Для водяного пара, конденсирующегося внутри горизонтальных трубок и змеевиков, коэффициент теплоотдачи определяется по следующей формуле [18]

$$\alpha_n = (3400 + 100v_0) \sqrt[3]{\frac{1,21}{l}} \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot ^\circ\text{C}, \quad (61)$$

где v_0 — скорость пара при входе в трубку или змеевик, м/сек;
 l — длина трубки или змеевика, м.

§ 25. КОЭФФИЦИЕНТЫ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ

Для определения размера поверхности теплопередачи при расчете охладителей и подогревателей пользуются коэффициентом теплопередачи k , учитывающим количество тепла, передаваемого в течение одного часа от горячего теплоносителя к холодному через единицу поверхности при разности температур между теплоносителями в 1° C. Величина коэффициента теплопередачи зависит от частных коэффициентов теплоотдачи α_1 и α_2 , которые учитывают количество тепла, передаваемого от горячего теплоносителя к стенке и от стенки к холодному теплоносителю.

Значение наименьшего из коэффициентов теплоотдачи оказывает большое влияние на величину k . При этом как бы ни было велико значение другого коэффициента теплоотдачи коэффициент теплопередачи всегда меньше наименьшего из коэффициентов теплоотдачи.

В связи с этим для интенсификации процесса теплопередачи в охладителях и подогревателях в первую очередь необходимо принимать меры по увеличению $\alpha_{\min}$.

В тепловых расчетах кожухотрубных теплообменных аппаратов k определяют с достаточной степенью точности по формуле для плоской стенки

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot ^\circ\text{C}, \quad (62)$$

где α_1 и α_2 — коэффициенты теплоотдачи от горячего теплоносителя к стенке и от стенки к холодному теплоносителю, ккал/м²·час·°C;

δ — толщина стенки, м;

λ — коэффициент теплопроводности материала стенки, ккал/м²·час·°C.

В практике расчетов судовых охладителей и подогревателей жидкостей коэффициент теплопередачи относят к наружной поверхности трубок. Поверхность теплообмена подсчитывают также по наружной поверхности трубок.

Формула (62) в этом случае примет следующий вид:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2} \cdot \frac{2d_n}{d_n + d_{вн}}} \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot ^\circ\text{C}, \quad (63)$$

где α_2 — коэффициент теплоотдачи от теплоносителя к внутренней поверхности трубок или от внутренней поверхности трубок к теплоносителю (в зависимости от направления теплового потока), ккал/м²·час·°C;

$d_n, d_{вн}$ — наружный и внутренний диаметры трубок, м.

Слагаемые в знаменателе этой формулы представляют собой отдельные частные термические сопротивления.

В судовых охладителях и подогревателях k значительно снижается при загрязнении стенок жировыми пленками, илистными отложениями и т. д.

Значения коэффициентов теплопроводности различных металлов, сплавов и отложений на стенках трубок приведены в табл. 24.

Таблица 24

Коэффициенты теплопроводности металлов, сплавов и отложений на стенках трубок

Материал	λ , ккал/м·час·°C	Материал	λ , ккал/м·час·°C
Сталь углеродистая	40—50	Никель	50
» легированная	15—30	Цинк	95
Чугун	54	Свинец	30
Латунь	75—100	Масло	0,10
Медь	300—340	Соль поваренная	2,5
Бронза	30—40	Органические отложения и котельная накипь	1—2
Мельхиор	25		
Алюминий	175		

В связи с этим при проектировании охладителей и подогревателей жидкостей следует предусматривать некоторый запас по теплопередающей поверхности.

Необходимую поверхность теплообмена с учетом запаса на загрязнение определяют по формуле

$$F = \frac{Q}{\eta_3 k \Delta t} \text{ м}^2, \quad (64)$$

где η_3 — коэффициент загрязнения ($\eta_3 = 0,75 — 0,85$).

Частные коэффициенты теплопередачи

На основании опытных данных получены следующие частные зависимости коэффициента теплопередачи от пара к мазуту для трубок диаметром 17/13 мм и от пара к маслу для трубок диаметром 10/8 мм.

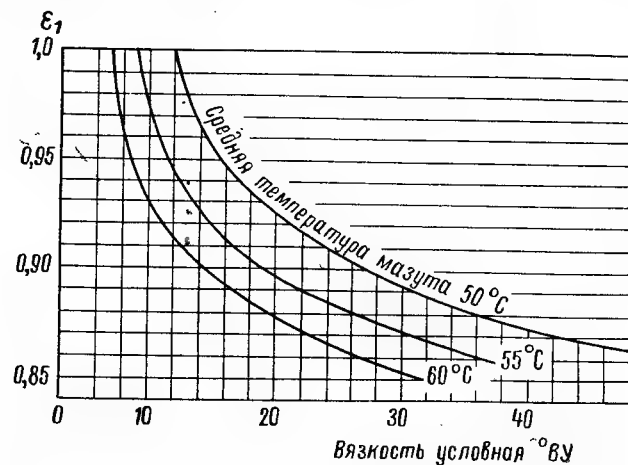


Рис. 58. К определению поправочного коэффициента, учитывающего марку топлива.

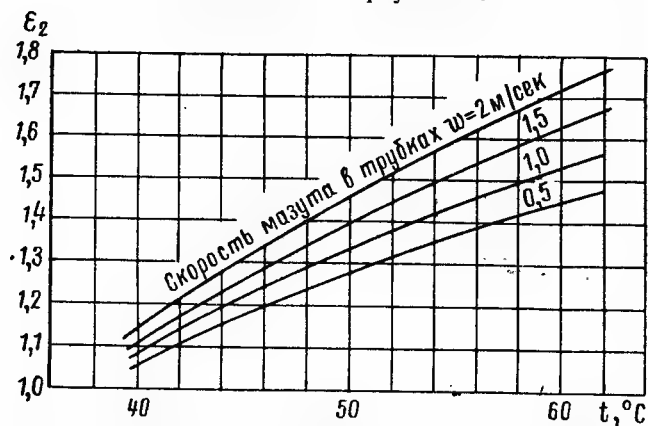


Рис. 59. К определению поправочного коэффициента, учитывающего влияние плоских ретардеров.

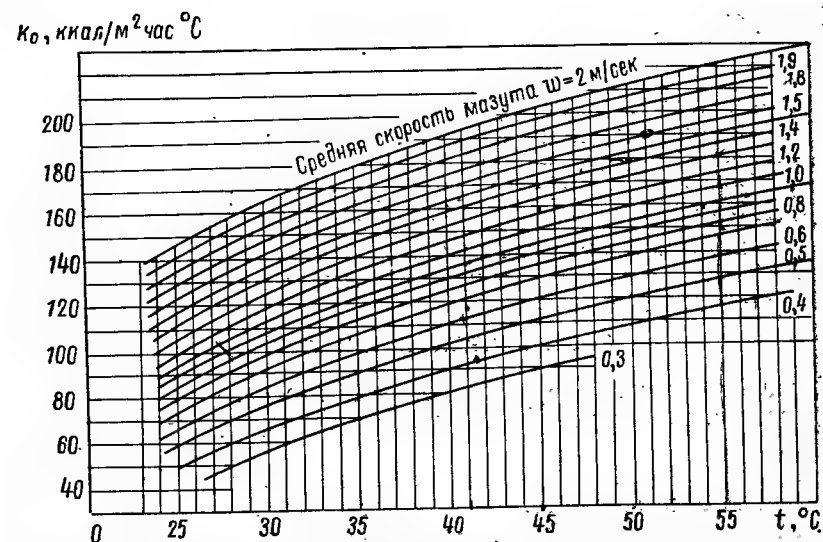


Рис. 60. К определению коэффициента теплопередачи от греющего пара к мазуту в зависимости от температуры и средней скорости мазута.

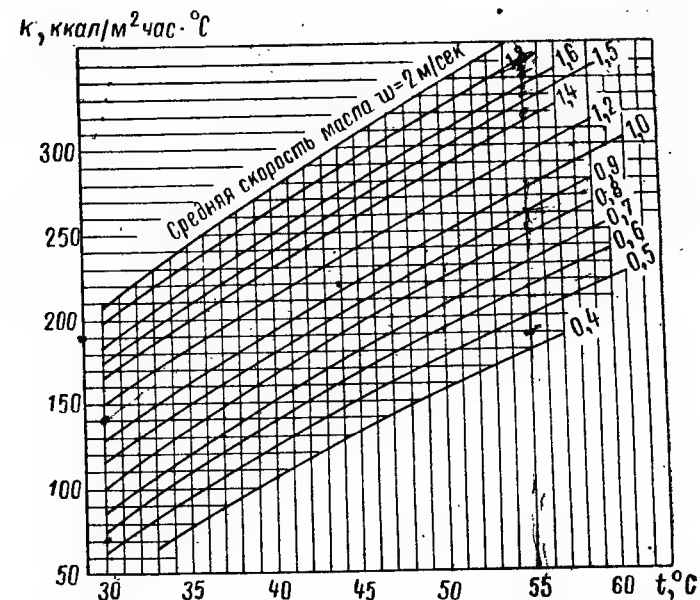


Рис. 61. К определению коэффициента теплопередачи от пара к маслу в зависимости от температуры и скорости масла.

В первом случае

$$k = \varepsilon_1 \varepsilon_2 k_0 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot ^\circ\text{C},$$

где ε_1 — поправочный коэффициент, учитывающий марку топлива (определяется по графику, рис. 58);

ε_2 — коэффициент, учитывающий влияние плоских ретардеров (определяется по графику, рис. 59);

k_0 — коэффициент теплопередачи от пара к топливу в подогревателях без ретардеров (определяется по графику, рис. 60)

Коэффициент теплопередачи от пара к маслу определяется по графику (рис. 61).

§ 26. ТЕМПЕРАТУРНЫЙ НАПОР

Количество тепла, передаваемого от горячего теплоносителя к холодному, пропорционально разности температур между теплоносителями.

В теплотехнических расчетах для определения количества тепла, передаваемого в аппарате, принимается средний температурный напор, представляющий собой разность между средними температурами теплоносителей и зависящий от начальных температур и схемы потока теплоносителей.

При линейном и сравнительно небольшом изменении температур по длине поверхности (нагрев или охлаждение) принимают среднеарифметическую разность температур.

При нелинейном изменении температур по длине аппарата для расчета теплообменных аппаратов принимают логарифмическую разность температур.

В зависимости от взаимного направления потока горячей и холодной жидкости различают три основные схемы движения теплоносителей (рис. 62, а, б, в). Если оба теплоносителя протекают параллельно и направления их движения совпадают, схема движения называется прямотоком (рис. 62, а). Если оба теплоносителя протекают параллельно, но направления их движения противоположны, схема движения называется противотоком (рис. 62, б). Наконец, если один теплоноситель движется поперек другого, схема движения называется перекрестным током (рис. 62, в).

При необходимости по компоновочным или конструктивным соображениям приходится применять сложные схемы, являющиеся различными комбинациями простых (рис. 62, г—з).

При многократно-перекрестном токе направление движения теплоносителя внутри трубы может совпадать с общим направлением движения другого теплоносителя (прямоток) либо быть противоположным ему (противоток). На рис. 62, г показан случай прямотока.

При последовательно-смешанном токе поверхность нагрева состоит из двух участков (рис. 62, д). На первом участке осуществляется перекрестный ток, но общее направление перемещения

теплоносителей совпадает (прямоток). На втором участке поверхности нагрева общее направление движения теплоносителя, движущегося внутри трубы, меняется на противоположное (противоток).

При параллельно-смешанном токе (рис. 62, е, ж, з) осуществляется параллельное движение теплоносителей, однако часть поверхности нагрева включается по прямотоку, а часть — по противотоку.

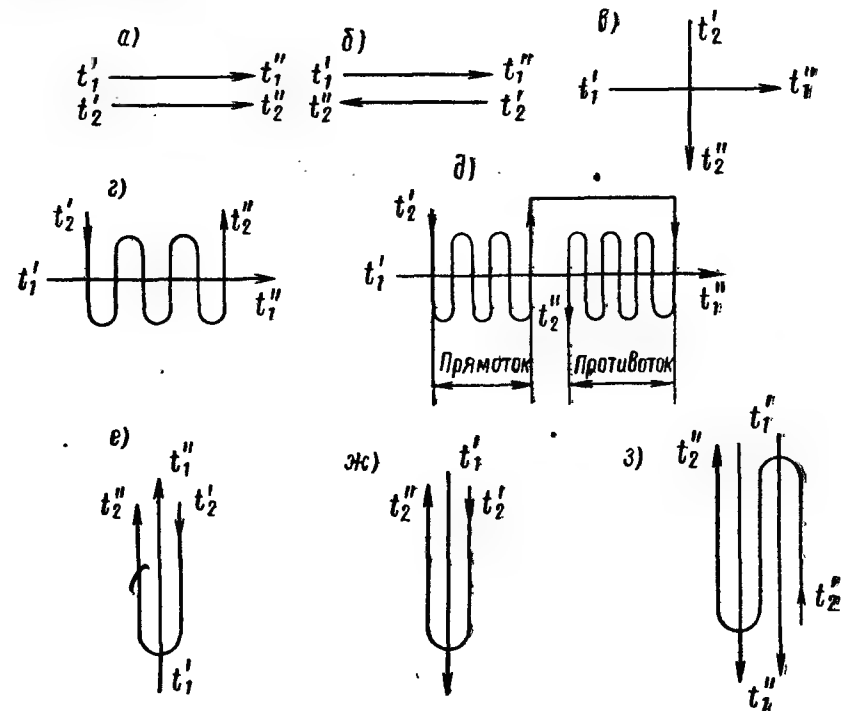


Рис. 62. Схемы движения теплоносителей в теплообменниках: а — прямоток; б — противоток; в — перекрестный ток; г — многократно-перекрестный ток; д — последовательно-смешанный ток; е, ж, з — различные виды параллельно-смешанного тока.

Логарифмический напор в зависимости от схемы движения теплоносителей определяют по следующим формулам: для прямотока (рис. 62, а)

$$\Delta t = \frac{(t_2' - t_2'') - (t_1' - t_1'')}{2,3 \lg \frac{t_1' - t_2'}{t_1'' - t_2''}} \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (65)$$

для противотока (рис. 62, б)

$$\Delta t = \frac{(t_1' - t_2'') - (t_1'' - t_2')}{2,3 \lg \frac{t_1' - t_2''}{t_1'' - t_2'}} \text{ } ^\circ\text{C.} \quad (66)$$

В практике конструирования аппаратов весьма часто встречаются сложные схемы потоков теплоносителей (смешанный, перекрестный и т. д.). Температурный напор в этом случае определяют по формуле противотока (65) с внесением поправочного коэффициента ε

$$\Delta t = \varepsilon \frac{(t_1' - t_2'') - (t_1'' - t_2')}{2,3 \lg \frac{t_1' - t_2''}{t_1'' - t_2'}} \text{ } ^\circ\text{C.} \quad (67)$$

Величину ε находят по графикам (см. прилож. X), предварительно определив вспомогательные величины P и R

$$P = \frac{t_2'' - t_2'}{t_1' - t_2'}; \quad (68)$$

$$R = \frac{t_1' - t_2''}{t_2'' - t_2'} \quad (69)$$

В практических расчетах средний температурный напор для смешанного и перекрестного потоков с достаточной степенью точности определяют по формуле

$$\Delta t = \frac{(t_1' - t_2'') - (t_1'' - t_2')}{2,3 \lg \frac{t_1' - t_2''}{t_1'' - t_2'}} \text{ } ^\circ\text{C.} \quad (70)$$

При небольшом изменении температур по длине потока, т. е. если отношение

$$\frac{t_1' - t_1''}{t_2' - t_2''} < 2,$$

средний температурный напор определяется как среднеарифметический

$$\Delta t = \frac{t_1' + t_1''}{2} - \frac{t_2' + t_2''}{2} \text{ } ^\circ\text{C.}$$

В этом случае разность между среднелогарифмическим и среднеарифметическим температурными напорами не превышает 3—4%, причем среднеарифметическая разность температур всегда выше среднеарифметической.

При проектировании аппаратов необходимо иметь в виду, что наиболее целесообразной схемой движения теплоносителей является противоток, так как в этом случае можно создать наибольшее понижение температуры охлаждаемого теплоносителя.

Некоторую особенность представляет определение температурного напора в аппаратах, где нагревающей средой является пар и имеется зона, занятая конденсатом. В этом случае средний температурный напор определяется отдельно для каждой из полостей аппарата (паровой и конденсатной).

§ 27. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ РАСЧЕТЫ

Цель гидравлического расчета теплообменного аппарата — определение величины потери давления теплоносителей при их движении через соответствующие полости аппарата.

Величина гидравлического сопротивления определяет необходимый расход мощности на перемещение теплоносителя и характеризует степень совершенства аппарата.

Однако уменьшение гидравлического сопротивления за счет снижения скоростей теплоносителей приводит к уменьшению коэффициента теплопередачи, а следовательно, к увеличению поверхности теплообмена.

В связи с этим при проектировании аппаратов скорость теплоносителей необходимо выбирать в оптимальных пределах, определяемых, с одной стороны, стоимостью поверхности теплообмена аппарата, а с другой — стоимостью затрачиваемой энергии на преодоление гидравлических сопротивлений при эксплуатации аппарата.

Гидравлическое сопротивление складывается из двух составляющих: потери напора на преодоление трения и потери напора на преодоление местных сопротивлений

$$\Delta p = \Delta p_{\text{тр}} + \Delta p_{\text{м.с}}, \quad (71)$$

где $\Delta p_{\text{тр}}$ — сопротивление трения, кг/см^2 ;
 $\Delta p_{\text{м.с}}$ — местные сопротивления, кг/см^2 .

Сопротивление трения обусловлено физическими свойствами теплоносителей, состоянием поверхности и длиной канала. Сопротивление трения в практических расчетах теплообменных аппаратов при движении жидкости в прямом гладком канале определяется по формуле

$$\Delta p_{\text{тр}} = \lambda \frac{L}{d_s} \cdot \frac{w^2}{2g} \gamma \text{ } \text{кг/м}^2, \quad (72)$$

где L — длина пути движения жидкости в аппарате, м;
 d_s — эквивалентный диаметр, м;
 w — средняя скорость движения жидкости, м/сек;

γ — удельный вес жидкости при средней температуре потока, кг/м^3 ;

λ — коэффициент сопротивления трения;

g — ускорение силы тяжести, м/сек^2 .

При ламинарном режиме ($Re < 2200$) коэффициент сопротивления трения определяется по формуле Пуазейля

$$\lambda = \frac{64}{Re}. \quad (73)$$

При турбулентном режиме ($Re \geq 2200$) коэффициент определяют по эмпирической формуле

$$\lambda = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{Re}}. \quad (74)$$

Для удобства пользования значения коэффициентов λ , вычисленных по формулам (73) и (74), сведены в табл. 25 и 26.

Таблица 25

Значения коэффициента λ , вычисленного по формуле (73)

Re	λ	Re	λ	Re	λ	Re	λ
850	0,0753	1200	0,0532	1550	0,0414	1900	0,0336
900	0,071	1250	0,0512	1600	0,040	1950	0,0328
950	0,0674	1300	0,0492	1650	0,0388	2000	0,0320
1000	0,064	1350	0,0474	1700	0,0376	2050	0,0312
1050	0,061	1400	0,0456	1750	0,0366	2100	0,0305
1100	0,0582	1450	0,0441	1800	0,0356	2150	0,0297
1150	0,0556	1500	0,0426	1850	0,0346	2200	0,0291

Таблица 26

Значения коэффициента λ , вычисленного по формуле (74)

$Re \cdot 10^{-3}$	λ	$Re \cdot 10^{-3}$	λ	$Re \cdot 10^{-3}$	λ	$Re \cdot 10^{-3}$	λ	$Re \cdot 10^{-3}$	λ
3000	0,0428	10	0,0316	17	0,0278	24	0,0254	31	0,0240
4000	0,0398	11	0,0310	18	0,0274	25	0,0252	32	0,0238
5000	0,0377	12	0,0304	19	0,0270	26	0,0250	33	0,0235
6000	0,036	13	0,0297	20	0,0267	27	0,0248	34	0,0233
7000	0,0346	14	0,0292	21	0,0264	28	0,0246	35	0,0231
8000	0,0335	15	0,0287	22	0,0261	29	0,0245	36	0,0230
9000	0,0325	16	0,0282	23	0,0258	30	0,0244	37	0,0228

Указанные зависимости справедливы только для невязких жидкостей.

Для расчета сопротивлений вязких жидкостей рекомендуют следующую эмпирическую зависимость:

$$\lambda = A + \frac{1,7}{Re^{0,5}}, \quad (75)$$

где $A = 0,0111 - 0,0175$.

Эта зависимость справедлива при числах $Re = 4000 - 100\,000$.

В практических расчетах коэффициент сопротивления трения для вязких жидкостей определяется по формуле

$$\lambda = 0,02 + \frac{1,7}{Re^{0,5}}. \quad (76)$$

Местные сопротивления ($\Delta p_{м.с.}$) представляют собой арифметическую сумму отдельных сопротивлений, возникающих при проходе рабочей среды в аппарате вследствие сужений, расширений, поворотов и т. д.

$$\sum \Delta p_{м.с.} = \Delta p_{1м} + \Delta p_{2м} + \Delta p_{3м} + \dots + \Delta p_{nм}. \quad (77)$$

В свою очередь

$$\Delta p_{м} = \xi \frac{w^2}{2g} \gamma \text{ кг/м}^3, \quad (78)$$

где ξ — коэффициент местного сопротивления;

w — скорость (средняя) движения рабочей среды, м/сек ;

γ — удельный вес рабочей среды, кг/м^3 ;

g — ускорение силы тяжести ($g = 9,81 \text{ м/сек}^2$).

Значения коэффициентов местных сопротивлений в охладителях и подогревателях жидкостей

Местное сопротивление	Коэффициент
Входная и выходная камера	1,5
Поворот на 180° внутри камеры при переходе из одного пучка трубок в другой	2,5
Поворот на 180° при переходе из одной секции в другую через колено	2,0
Поворот на 180° около перегородки в межтрубном пространстве	1,5
Поворот на 180° в U-образной трубке	0,5
Огибание перегородок, поддерживающих трубки	0,5
Вход в межтрубное пространство	1,5
» в трубное пространство и выход из него	1,0
Круглые змеевики (n — число витков)	$0,5n$
Поперечное омывание трубок в межтрубном пространстве (n_0 — число рядов трубок, омываемых поперечным потоком)	$\frac{3n_0^2}{Re^{0,5}}$

Полное гидравлическое сопротивление аппарата определяется по формуле

$$\Delta p = \left(\lambda \frac{L}{d} + \Sigma \xi \right) \frac{w^2}{2g} \gamma \text{ кг/м}^2. \quad (79)$$

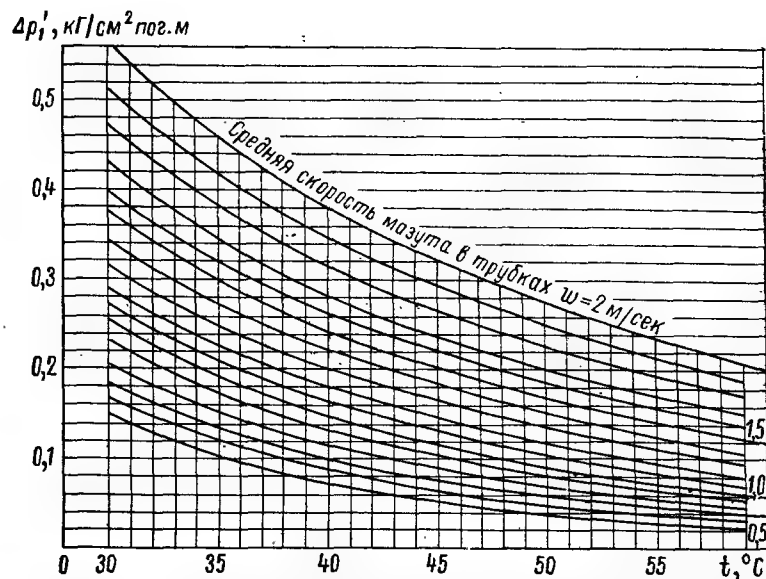


Рис. 63. К определению гидравлических сопротивлений на 1 пог. м пути движения топлива в трубках диаметром 17/13 мм.

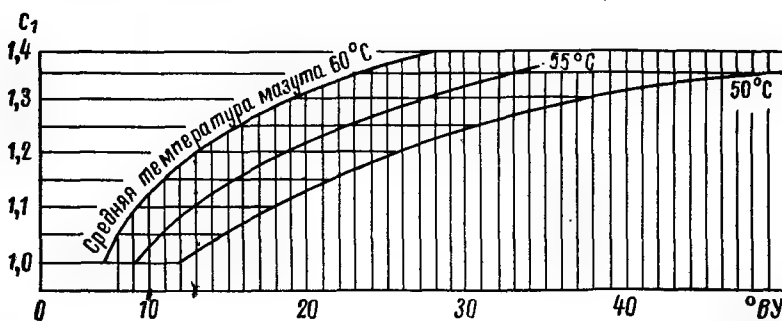


Рис. 64. К определению поправочного коэффициента, учитывающего вязкость топлива при подсчете гидравлических сопротивлений.

Полученные по формуле (79) данные не должны превышать величин гидравлических сопротивлений, оговоренных техническим заданием. Низкие значения сопротивлений свидетельствуют о том, что аппарат спроектирован нерационально. В этом случае необхо-

димо пересмотреть геометрические размеры аппарата и повысить скорости теплоносителей. Следует иметь в виду, что чем больше скорость теплоносителя, со стороны которого ожидается меньшая величина коэффициента теплоотдачи, тем больше α , а следовательно и k , тем меньше необходимая поверхность теплообмена. Типовые расчеты гидравлических сопротивлений приведены в гл. VII.

Для определения гидравлического сопротивления в подогревателях топлива из круглых трубок диаметром 10×1 и 17×2 со спиральными пластинами может быть рекомендована следующая зависимость:

$$Eu_{ж} = c Re_{ж}^{-0,768}. \quad (80)$$

При $s_1 = \infty$, $s_2 = 50$ мм и $s_3 = 25$ мм $c = 4,5 \cdot 10^3$; $7 \cdot 10^3$ и $10 \cdot 10^3$ соответственно.

Формула (80) справедлива при числах $Re = 40 - 500$, $Pr = 300 - 3000$ и шаге закрутки турбулизатора от $s = 25$ мм до $s = \infty$.

При выполнении прикидочных расчетов гидравлическое сопротивление на 1 пог. м пути движения топлива в подогревателях вязких жидкостей может быть определено по графическим зависимостям, приведенным на рис. 63, 64, 65, которые построены на основании обработки опытных данных. Полное гидравлическое сопротивление в этом случае может быть определено по формуле

$$\Delta p = \Delta p_1 l \text{ кг/см}^2, \quad (81)$$

где l — длина пути движения вязкой жидкости в подогревателе, м;

Δp_1 — гидравлическое сопротивление на 1 пог. м пути движения жидкости в трубках подогревателя.

Для жидкого топлива

$$\Delta p_1 = c_1 c_2 \Delta p'_1 \text{ кг/см}^2,$$

где $\Delta p'_1$ — гидравлическое сопротивление на 1 пог. м пути движения топлива в трубках (рис. 63);

c_1 — поправочный коэффициент, учитывающий вязкость топлива (рис. 64);

c_2 — поправочный коэффициент, учитывающий влияние плоских ретардеров (рис. 65). При отсутствии ретардеров $c_2 = 1$.

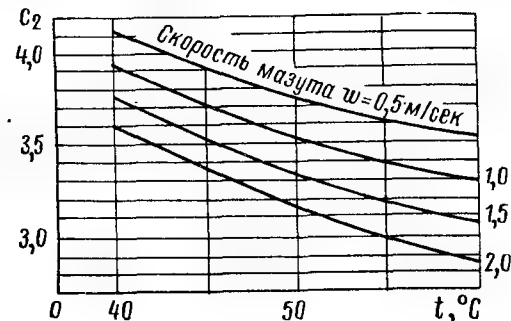


Рис. 65. К определению поправочного коэффициента, учитывающего влияние плоских ретардеров на гидравлическое сопротивление.

Для масел Δp_1 определяется по графику (рис. 66).

Зависимости гидравлических сопротивлений от скорости масла $\Delta p_m = f(w_m)$, построенные в виде графиков по данным испытаний маслоохладителей промышленного изготовления, приведены в прилож. XVI и XVII.

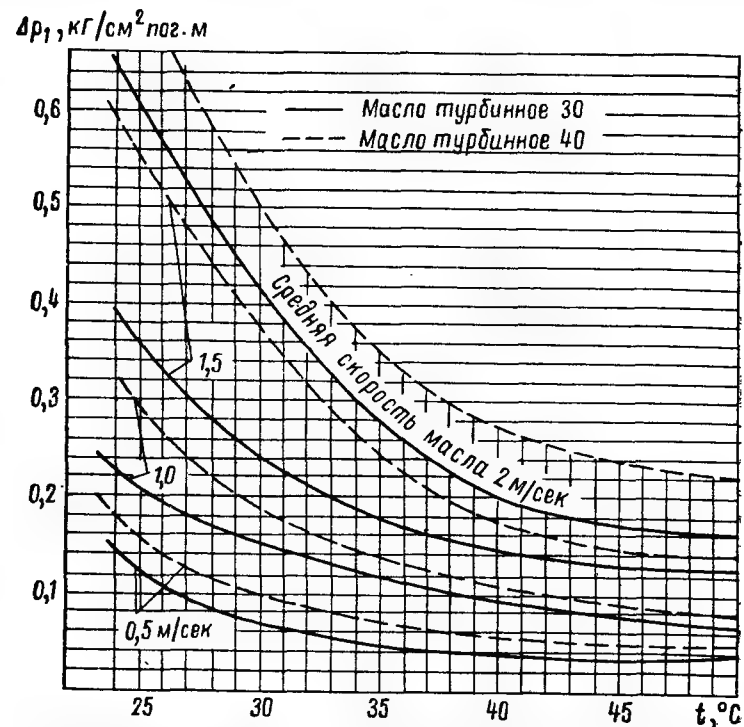


Рис. 66. К определению гидравлического сопротивления на 1 пог. м пути движения масла в трубках подогревателя диаметром 10/8 мм.

§ 28. РАСЧЕТЫ НА ПРОЧНОСТЬ И ПЛОТНОСТЬ

Надежность судовых охладителей и подогревателей жидкостей в известной мере зависит от прочности деталей и узлов и плотности аппарата в целом.

Наряду с требованиями надежности весьма важен вопрос снижения расхода широко применяемых дорогостоящих дефицитных материалов (нержавеющая сталь, медь, латунь), что во многом зависит от принятых запасов прочности.

Цель расчетов на прочность — определение толщины стенок обечаек, трубных досок, крышек, высоты фланцевых соединений и других так называемых прочностных размеров аппаратов.

К выполнению расчета прочности основных элементов аппарата приступают после теплового и гидродинамических расчетов, определения основных размеров и уточнения характера нагрузок, действующих на аппарат.

В судовых охладителях и подогревателях жидкостей основной нагрузкой является равномерное внутреннее или наружное давление. Одновременно на аппарат действуют и другие нагрузки: весовая, нагрузка от неравномерного теплового расширения различных частей аппарата и т. д.

Для уменьшения напряжений, вызываемых действием этих нагрузок, устанавливают дополнительные опоры, компенсаторы, подвижные опоры и т. д.

Одновременно с расчетом на прочность уточняют размеры деталей и проверяют правильность выбранных материалов.

Допускаемые напряжения определяют исходя из свойств выбранного материала и условий работы той или иной детали или узла. В табл. 10 приведены наиболее распространенные марки сталей и номинальные напряжения для них в зависимости от температуры. Как известно, допускаемое напряжение определяется умножением номинального допускаемого напряжения на коэффициент η_k , учитывающий конструктивные и эксплуатационные особенности конкретных аппаратов

$$\sigma_{\text{доп}} = \eta_k \sigma_{\text{доп}}^* \quad (82)$$

Значение поправочного коэффициента η_k в формуле (82)

Узел или деталь	η_k
Бараны и камеры бесшовные или сварные:	
необогреваемые	1,0
обогреваемые	0,9
Днища:	
глухие, находящиеся под внутренним давлением	1,05
глухие, находящиеся под наружным давлением	0,75

Ниже приведены расчетные формулы и способы определения прочных размеров основных деталей аппаратов.

Расчет обечаек

Корпусы кожухотрубных охладителей и подогревателей жидкостей, как правило, имеют цилиндрическую форму.

В большинстве случаев цилиндрические обечайки выполняют стальными сварными из листов или выдавливают на станках из одного листа. Продольные швы обечаек сваривают. Для аппаратов малого диаметра (200—300 мм) обечайки выполняют из труб.

Тонкостенные стальные обечайки, нагруженные внутренним давлением.

Толщина стенки обечайки определяется по формуле [20]

$$s = \frac{p D_B}{200 \varphi \sigma_{\text{доп}} - p} + c \text{ мм.} \quad (83)$$

Допускаемое рабочее давление

$$p = \frac{200 s_{\text{ф}} \varphi \sigma_{\text{доп}}}{D_B + s_{\text{ф}}} \text{ кг/см}^2. \quad (84)$$

Приведенное напряжение в стенке определяется по формуле

$$\sigma_{\text{пр}} = \frac{p [D_B + (s - c)]}{200 (s - c) \varphi} \text{ кг/мм}^2. \quad (85)$$

В формулах (83), (84), (85) и последующих формулах настоящей главы приняты следующие обозначения:

s — номинальная толщина стенки, мм;

$s_{\text{ф}}$ — фактическая толщина стенки, мм;

p — расчетное давление, кг/см²;

D_B — внутренний диаметр обечайки, мм;

$\sigma_{\text{доп}}$ — допускаемое напряжение в стенке, кг/мм² (определяется по табл. 10);

φ — коэффициент прочности продольного сварного шва.

Приведенные выше формулы (83) и (85) справедливы при условии

$$\frac{s - c}{D_B} \leq 0,28.$$

При толщине листа не более 20 мм $c = 1$ мм; при толщине листа более 20 мм $c = 0$. Для камер и труб прибавку c определяют по формуле

$$c = A (s - c). \quad (86)$$

Значения коэффициента A в формуле (86)

Наибольший минусовый до- пуск по толщине стенки, %	A	Наибольший минусовой до- пуск по толщине стенки, %	A
15	0,18	10,0	0,11
12,5	0,14	5,0	0,05

Значения коэффициента прочности сварного шва φ принимаются в зависимости от вида сварки, материала обечайки и способа контроля свариваемого участка.

Для стыковых швов, выполненных автоматической, полуавтоматической или ручной сваркой, при обеспечении полного провара по всей толщине обечайки, обработке после сварки и контроля качества шва по всей его длине неразрушающим методом коэффициент φ принимается:

— для углеродистой, низколегированной марганцовистой и хромомолибденовой стали, а также аустенитной 1,0;

— для хромомолибденованадиевой и высокохромистой стали 0,8.

Для стальных сварных соединений углеродистой и низколегированной марганцовистой сталей, контроль качества которых неразрушающими методами производится согласно особому разрешению Госгортехнадзора не по всей длине, φ принимается в зависимости от способа сварки:

— при автоматической двухсторонней сварке под флюсом, электрошлаковой, контактной, односторонней ручной и автоматической сварке под флюсом на подкладной планке или с подваркой основания шва, ручной в атмосфере углекислого газа и аргонодуговой сварке, а также при контрольных расчетах барабанов, сваренных водяным газом, 0,85;

— при всех других, не указанных выше видах ручной электрической и газовой сварки, 0,7.

Усиление шва в величине коэффициента прочности не учитывается.

Расчет обечаек, выполненных из труб, производится по формуле (83), при этом $\varphi = 1$.

Стальные обечайки, нагруженные наружным давлением. Расчет обечаек на устойчивость производится в зависимости от их критической длины.

Критическая длина определяется по формуле [11]

$$L_{\text{кр}} = k D_B \sqrt{\frac{D_B}{s}} \text{ см,} \quad (87)$$

где

$$k = 1,642 \sqrt{1 - \mu^2};$$

μ — коэффициент Пуассона;

s — толщина стенки обечайки, см.

В качестве расчетной длины обечайки принимают расстояние между двумя заделками: фланцами, трубными досками, кольцами жесткости. В случае присоединения обечайки к эллиптическим или коробовым днищам за расчетную длину обечайки принимают длину обечайки до начала переходной кривой днища плюс $1/3$ выпуклой части днища.

Обечайки, длина которых больше критической, без колец жесткости, если напряжение в них ниже предела пропорциональности, а овальность меньше 1% от величины диаметра, рассчитывают по формуле [11]

$$p_{\text{кр}} = \frac{2E}{1 - \mu^2} \left(\frac{s}{D_B} \right)^3 \text{ кг/см}^2, \quad (88)$$

где E — модуль упругости при рабочей температуре, кг/см².

Обечайки, длина которых больше критической, без колец жесткости с овальностью более 1% и напряжениями выше предела пропорциональности рассчитывают по формуле [11]

$$p_{кр} = 2 \frac{s}{D_H} \cdot \frac{\sigma_T^t}{1 + \frac{\sigma_T^t}{E} \left(\frac{D_H}{s} \right)^2} \text{ кг/см}^2. \quad (89)$$

Формула (89) применяется при условии

$$\sigma_{кр} = \frac{p_{кр} D_H}{2s} < \sigma_T^t.$$

Запас на устойчивость $m = p_{кр}/p$ для вертикальных сосудов $m = 4$; для горизонтальных $m = 5$.

Обечайки, длина которых меньше или равна критической, рассчитывают по формуле [11]

$$p_{кр} = \frac{E_s}{R(z^2 - 1) \left[1 + \left(\frac{1}{\pi R} \right)^2 \right]} + \left(\frac{s}{R} \right)^3 \frac{E}{12(1 - \mu^2)} \left[(z^2 - 1) + \frac{2z^2 - 1 - \mu}{1 + \left(\frac{zL}{\pi R} \right)^2} \right] \text{ кг/см}^2, \quad (90)$$

где z — число волн, образующихся на обечайке;

R — наружный радиус обечайки, см.

Формула (90) применима, если напряжение в стенках ниже предела упругости, а овальность не превышает 0,5%. В противном случае расчет ведут по формуле (89).

Для определения $p_{кр}$ необходимо сделать несколько расчетов, подставляя в формулу (90) разное число волн $n = 2, 3, 4$ и т. д.

В качестве расчетной принимается минимальная величина $p_{кр}$.

Может быть использована также приближенная формула, полученная из формулы (90),

$$p_{кр} = \frac{E s^2}{L D_H \sqrt{\frac{D_H}{s}}}. \quad (91)$$

Запас на устойчивость для вертикальных сосудов $m = 6 - 7$; для горизонтальных $m = 6,5 - 7,5$.

Для экономии материала на тонкие цилиндрические обечайки устанавливают кольца жесткости.

Кольца жесткости можно устанавливать снаружи или внутри сосуда. Соединение кольца жесткости с обечайкой должно обеспечивать их совместную работу. При соединении сваркой длина и шаг прерывистого шва не должны превышать $8s$ (s — толщина стенки обечайки).

Момент инерции кольца жесткости определяется по уравнению

$$I = \frac{R_k^3 p m l}{3 E_k} \text{ см}^4. \quad (92)$$

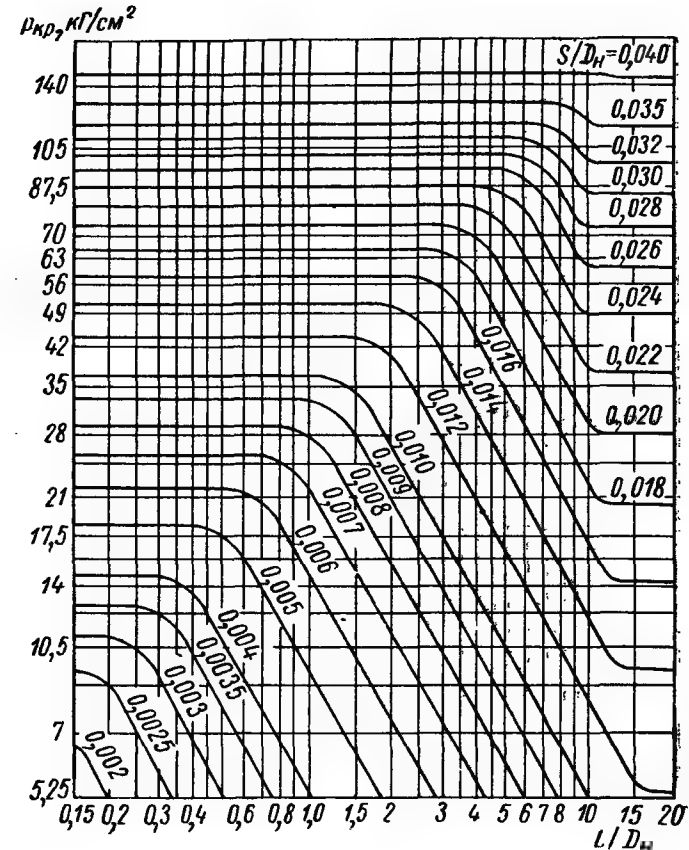


Рис. 67. Номограмма для расчета обечайки на устойчивость.

Расстояние между кольцами жесткости

$$l \leq \frac{2,59 R_k D_H}{p m \left(\frac{D_H}{s} \right)^{2,5}} \text{ см}, \quad (93)$$

где R_k — радиус нейтральной линии кольца, см;

m — запас на устойчивость.

Расчет цилиндрических обечайек может быть выполнен также по номограмме (рис. 67), а расчет жесткости — по номограмме (рис. 68).

Номограммы составлены для следующих условий:

- стенки обечайки не обогрываются;
- температура среды не превышает 350°C ;
- давление среды не превышает 30 кг/см^2 ;
- обечайки изготовлены из углеродистых сталей МСт.2кп, МСт. 3, 15 или 20, имеющих предел текучести не менее 20 кг/мм^2 .

Наклонные участки кривых номограммы (рис. 68) рассчитаны для значений $E = 2,1 \cdot 10^6\text{ кг/см}^2$ и $\mu = 0,3$, а горизонтальные — для $\sigma_T = 2000\text{ кг/см}^2$. В связи с этим значения $p_{кр}$, снятые с но-

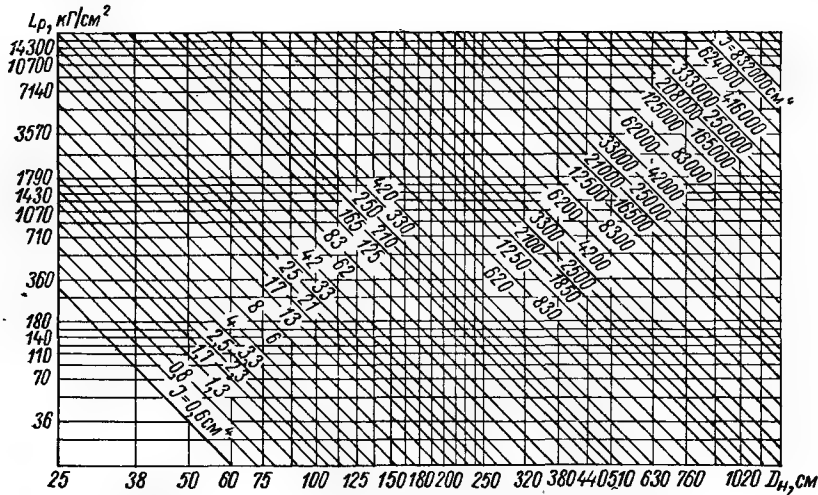


Рис. 68. Номограмма для расчета колец жесткости.

мограммы при иных величинах E_T и σ_T , должны быть умножены на отношение $E_T/2,1 \cdot 10^6$ или $\sigma_T^t/2000$, где E_T — модуль упругости при рабочей температуре, кг/см^2 ; σ_T^t — предел текучести при рабочей температуре, кг/см^2 .

Толстостенные стальные обечайки, нагруженные внутренним давлением. Толщина стенки обечайки, нагруженной внутренним давлением, у которой $\frac{s-c}{D_b} > 0,28$, определяется по формуле [11]

$$s = \frac{D_b}{2} \sqrt{\frac{\varphi \sigma_{\text{доп}}}{\varphi \sigma_{\text{доп}} - \sqrt{3p}} - 1} \text{ см.} \quad (94)$$

Наибольшее напряжение у внутренней поверхности

$$\sigma_{\text{пр}} = \frac{\sqrt{3p\beta^2}}{(\beta^2 - 1)\varphi} \text{ кг/см}^2. \quad (95)$$

При проверке приведенного напряжения должно быть удовлетворено следующее условие:

$$\sigma_{\text{пр}} \leq \frac{\sigma_T}{1,2}.$$

Допускаемое напряжение определяется по пределу текучести

$$\sigma_{\text{доп}} = \frac{\sigma_T^t}{n} \text{ кг/см}^2.$$

Запас прочности принимают $n = 1,9 - 2,3$.

При температуре обечайки выше 400°C допускаемое напряжение определяется по пределу текучести и пределу ползучести.

В качестве расчетного принимается меньшее из полученных значений.

Запас прочности по пределу ползучести принимают $n_{\text{п}} = 1,15$. Если допускаемое напряжение принято по пределу ползучести, то обечайка рассчитывается как тонкостенная по формулам (83) и (84).

Температурные напряжения: на внутренней поверхности

$$\sigma_{\text{в}}^t = \frac{\alpha E (t_{\text{н}} - t_{\text{в}})}{2(1 - \mu)} \left[\frac{2\beta^2}{\beta^2 - 1} - \frac{1}{\ln \beta} \right] \text{ кг/см}^2; \quad (96)$$

на наружной поверхности

$$\sigma_{\text{н}}^t = \frac{\alpha E (t_{\text{н}} - t_{\text{в}})}{2(1 - \mu)} \left[\frac{2}{\beta^2 - 1} - \frac{1}{\ln \beta} \right] \text{ кг/см}^2, \quad (97)$$

где α — коэффициент теплового расширения;

$t_{\text{н}}$ — температура наружной поверхности обечайки, $^\circ\text{C}$;

$t_{\text{в}}$ — температура внутренней поверхности обечайки, $^\circ\text{C}$.

Укрепленные и неукрепленные отверстия в обечайках. Неукрепленным считается отверстие, не имеющее усиления в виде приварных штуцеров (труб) с толщиной стенки, превышающей минимальную расчетную толщину, или приварных накладок.

Наибольший допустимый диаметр неукрепленного отверстия в обечайке определяется по одной из следующих формул:

— для обечаек, у которых номинальным является внутренний диаметр, при $\varphi_0 > 0,5$

$$d_{\text{пред}} = 1,2 \left(\frac{4}{3\varphi_0} - 1 \right) \sqrt{(D_b + s)(s - c)}, \quad (98)$$

при $\varphi_0 \leq 0,5$

$$d_{\text{пред}} = 2 \left(\frac{1}{\varphi_0} - 1 \right) \sqrt{(D_b + s)(s - c)}; \quad (99)$$

— для обечаек, у которых номинальным является наружный диаметр, при $\varphi_0 > 0,5$

$$d_{\text{пред}} = 1,2 \left(\frac{4}{3\varphi_0} - 1 \right) \sqrt{(D_n - s)(s - c)}, \quad (100)$$

при $\varphi_0 \leq 0,5$

$$d_{\text{пред}} = 2 \left(\frac{1}{\varphi_0} - 1 \right) \sqrt{(D_n - s)(s - c)}. \quad (101)$$

Значения коэффициента φ_0 для обечаек, у которых номинальным является внутренний диаметр,

$$\varphi_0 = \frac{p [D_n + (s - c)]}{200 (s - c) \sigma_{\text{доп}}}; \quad (102)$$

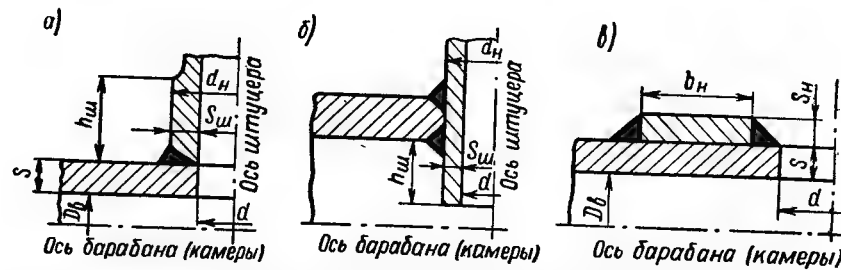


Рис. 69. Укрепление отверстий: а — при помощи приварного штуцера; б — при помощи приварного штуцера, не испытывающего давления; в — при помощи накладок.

Для обечаек, у которых номинальным является наружный диаметр,

$$\varphi_0 = \frac{p [D_n - (s - c)]}{200 (s - c) \sigma_{\text{доп}}}. \quad (103)$$

Укрепление отверстий в обечайках. Если диаметр отверстия превышает наибольший допустимый диаметр неукрепленного отверстия, то толщина стенки обечайки должна быть увеличена или отверстие должно быть укреплено при помощи приварных штуцеров, накладок, либо тех и других элементов одновременно.

Размеры укрепляющих элементов выбираются из условий выполнения следующего неравенства:

$$(f_{\text{ш}} + f_{\text{н}} + f_{\text{св}}) \geq (d - d_{\text{пред}}) s_0,$$

где $f_{\text{ш}}$ — укрепляющее сечение штуцеров, мм^2 ;

$f_{\text{н}}$ — укрепляющее сечение накладок, мм^2 ;

$f_{\text{св}}$ — укрепляющее сечение сварных швов (наплавленного металла), мм^2 ;

s_0 — номинальная расчетная толщина стенки обечайки при отсутствии ослаблений сварным швом или отверстием, мм .

Величина укрепляющих сечений определяется по следующим формулам:

для штуцеров, испытывающих внутреннее давление (рис. 69, а),

$$f_{\text{ш}} = 2h_{\text{ш}}(s_{\text{ш}} - s_{0\text{ш}}) \text{ мм}^2,$$

$s_{0\text{ш}}$ — расчетная толщина стенки штуцера, мм ;

для штуцеров, сваренных с внутренней стороны обечайки и разгруженных от давления (рис. 69, б),

$$f_{\text{ш}} = 2h_{\text{ш}}s_{\text{ш}} \text{ мм}^2.$$

Размер высоты штуцера принимают по чертежу, причем он не должен превышать следующих значений:

$$h_{\text{ш}} \leq \sqrt{(d_n - s_{\text{ш}})s_{\text{ш}}} \text{ при } \frac{s_{\text{ш}}}{d_n} \leq 0,14;$$

$$h_{\text{ш}} = 2,5s_{\text{ш}} \text{ при } \frac{s_{\text{ш}}}{d_n} > 0,14.$$

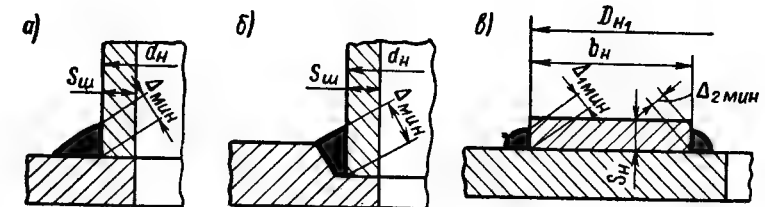


Рис. 70. Размеры сварных швов укрепляющих элементов, применяемые при расчете.

При использовании для укрепления отверстия двух штуцеров (приваренного снаружи и вваренного с внутренней стороны) необходимо определить сумму укрепляющих сечений обоих штуцеров.

Для накладок (рис. 69, в)

$$f_{\text{ш}} = 2h_{\text{ш}}s_{\text{ш}} \text{ мм}^2.$$

Как и для штуцеров, при укреплении отверстий двумя накладками (наружной и внутренней) определяют сумму укрепляющих сечений обеих накладок. Размер ширины накладки принимают по чертежу, причем он не должен быть более

$$b_{\text{н}} = \sqrt{(D_n + s)(s - c)}.$$

Укрепляющее сечение сварных швов $f_{\text{св}}$ принимают равным сумме сечений выступающих участков наплавленного металла без учета усиления шва.

Минимальные размеры сечения сварных швов, соединяющих приварные штуцеры или накладки с обечайкой, должны удовлетворять следующим условиям:

для штуцеров (рис. 70, а, б)

$$\Delta_{\text{мин}} \geq 2,1 \frac{h_{\text{ш}} s_{\text{ш}}}{d_{\text{н}}};$$

для накладок (рис. 70, в)

$$\Delta_{1\text{мин}} + \frac{D_{\text{в1}} - 2b_{\text{н}}}{D_{\text{н1}}} \Delta_{2\text{мин}} \geq \frac{2,1b_{\text{н}} s_{\text{н}}}{D_{\text{н1}}}$$

Ширину накладки $b_{\text{н}}$ и ее наружный диаметр $D_{\text{н1}}$ принимают по рис. 70, в.

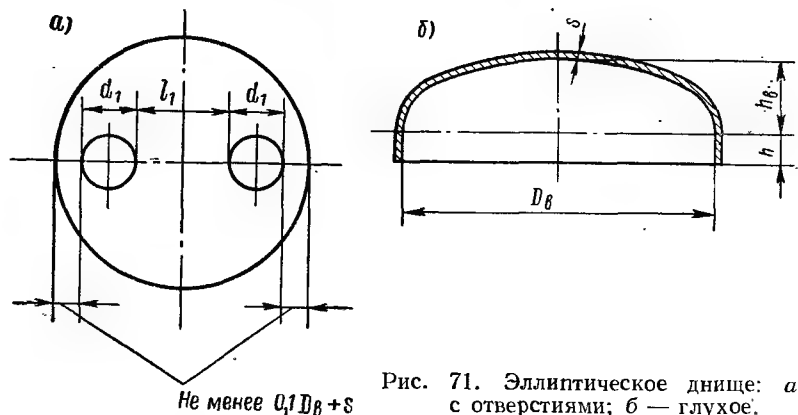


Рис. 71. Эллиптическое днище: а — с отверстиями; б — глухое.

Расчет на прочность выпуклых днищ и крышек.

Расчет днищ, нагруженных внутренним давлением. Толщина стенки выпуклого днища эллиптической или сферической формы глухого (рис. 71) или имеющего неукрепленные отверстия, определяется по формуле

$$s = \frac{p D_{\text{в}}}{400 z \sigma_{\text{доп}} - p} \cdot \frac{D_{\text{в}}}{2 h_{\text{в}}} + c \text{ мм}, \quad (104)$$

где p — расчетное давление, кг/см^2 ;

$D_{\text{в}}$ — внутренний диаметр днища, мм;

$h_{\text{в}}$ — высота выпуклой части днища, мм;

c — прибавка к расчетной толщине стенки, мм;

z — коэффициент, учитывающий ослабление днища отверстием.

Величина номинального допускаемого напряжения для сталей принимается по табл. 10.

Рекомендуемые значения поправочного коэффициента ($\eta_{\text{к}}$) приведены на стр. 123.

Для стального литья значение номинального допускаемого напряжения принимают равным 70% от значений, указанных в табл. 10.

Величина номинального допускаемого напряжения для цветных металлов и сплавов

$$\sigma_{\text{доп}} \leq \frac{\sigma_{\text{в}}}{n_{\text{п}}}, \quad (105)$$

где $n_{\text{п}}$ — запас прочности.

Формула (104) справедлива при соблюдении следующих условий:

$$\frac{h_{\text{в}}}{D_{\text{в}}} \geq 0,2; \quad \frac{s-c}{D_{\text{в}}} \leq 0,1; \quad \frac{d}{D_{\text{в}}} \leq 0,6,$$

где d — диаметр (в свету) наибольшего отверстия в днище, мм.

Во всех случаях толщину стенки днища следует принимать не менее расчетной толщины цилиндрической стенки днища, определенной по формуле (83), при $\varphi = 1$. Величина коэффициента z в формуле (104), учитывающего ослабление днища неукрепленным отверстием, принимается

$$z = 1,0 \text{ при } \frac{d}{\sqrt{D_{\text{в}}(s-c)}} \leq 0,4;$$

$$z = \frac{2}{1,25 \frac{d}{\sqrt{D_{\text{в}}(s-c)}} + 1,5} \text{ при } 0,4 \leq \frac{d}{\sqrt{D_{\text{в}}(s-c)}} \leq 2,0;$$

$$z = \frac{2}{\frac{a}{\sqrt{D_{\text{в}}(s-c)}} + 2} \text{ при } \frac{d}{\sqrt{D_{\text{в}}(s-c)}} \geq 2.$$

Для глухих днищ, а также днищ с укрепленными отверстиями $z = 1$.

Величину прибавки c принимают из условий $c = 0,05 \times (s-c)$, но не менее 1 мм.

Расчет укрепленных и неукрепленных отверстий в выпуклых днищах. Различают два вида отверстий в днищах: не укрепленные и укрепленные. К неукрепленным относятся отверстия, не имеющие усиления в виде отбортованных воротников, приварных утолщенных штуцеров или накладок.

Наибольший допустимый диаметр неукрепленного отверстия определяется по одной из следующих формул:

$$d_{\text{пред}} = 0,4 \sqrt{D_{\text{в}}(s-c)} \text{ при } z_0 = 1; \quad (106)$$

$$d_{\text{пред}} = 1,2 \left(\frac{4}{3z_0} - 1 \right) \sqrt{D_{\text{в}}(s-c)} \text{ при } 0,5 \leq z_0 \leq 1; \quad (107)$$

$$d_{\text{пред}} = 2 \left(\frac{1}{z_0} - 1 \right) \sqrt{D_{\text{в}}(s-c)} \text{ при } z_0 \leq 0,5. \quad (108)$$

Коэффициент z_0 определяется по формуле

$$z_0 = \frac{p \left[D_B + \frac{2h_B}{D_B} (s - c) \right]}{400 \frac{2h_B}{D_B} (s - c) \sigma_{\text{доп}}}, \quad (109)$$

где p — расчетное давление, кг/см^2 ;
 $\sigma_{\text{доп}}$ — допускаемое напряжение (кг/см^2), вычисленное при значении коэффициента η_k (см. стр. 123);
 h_B — высота выпуклой части днища до внутренней поверхности, мм .

Отверстия в днищах и крышках, размеры которых выходят за пределы допустимых неукрепленных отверстий, должны иметь либо соответствующие укрепления (усиленный штуцер или специальную накладку), либо толщина стенки днища или крышки должна быть увеличена.

Размеры сварных швов укрепляющих элементов аналогичны размерам, принятым при укреплении отверстий в цилиндрических обечайках (рис. 70).

Расстояние между кромками двух соседних отверстий в выпуклом днище, измеряемое по проекции, не должно быть меньше диаметра меньшего из отверстий (рис. 71).

В случае частичного укрепления отверстия за счет присоединенных укрепляющих элементов вычисляют эквивалентный диаметр отверстия по формуле

$$d_3 = d - \frac{\sum f_y}{s_0}, \quad (110)$$

где $\sum f_y$ — сумма сечений укрепляющих элементов.

Зная величину d_3 , определяют значение коэффициента z в формулах (см. стр. 133).

Расчет на прочность плоских приварных днищ. Толщина плоского круглого днища без отверстий или с одним центральным неукрепленным отверстием определяется по формуле

$$s_1 = \frac{k D_B}{k_0} \sqrt{\frac{p}{100 \sigma_{\text{доп}}}}, \quad (111)$$

где k , k_0 — коэффициенты.

Величина k для днищ, показанных на рис. 72, а, б, в, вычисляется по формуле

$$k = 0,41 \left(1 - 0,23 \frac{s}{s_1} \right), \text{ но не менее } k = 0,31, \quad (112)$$

где s_1 — толщина стенки цилиндрической части днища в месте соединения ее с днищем.

Для днищ, показанных на рис. 72, г, д, е, $k = 0,41$.

Для днищ без отверстия принимают $k_0 = 1,0$; для днищ с отверстием

$$k_0 = 1 - 0,43 \frac{d}{D_B} \text{ при } \frac{d}{D_B} < 0,35; \quad (113)$$

$$k_0 = 0,85 \text{ при } 0,35 \leq \frac{d}{D_B} \leq 0,75, \quad (114)$$

где d — диаметр (или наибольший размер в свету) отверстия в днище, мм .

Толщина плоского днища с двумя отверстиями определяется по формуле (111). Коэффициент k_0 в этом случае вычисляется по формулам (113), (114) для эквивалентного диаметра отверстия, определяемого по формуле

$$d_3 = \sqrt{d_1^2 + d_2^2}, \quad (115)$$

где d_1 и d_2 — диаметры отверстий, мм .

Расстояние между кромками отверстий не должно быть меньше диаметра меньшего из этих отверстий.

Толщина плоской заглушки, зажатой между двумя фланцами, определяется по формуле

$$s_1 = 0,41 D_n \sqrt{\frac{p}{100 \sigma_{\text{доп}}}}, \quad (116)$$

где D_n — наружный диаметр заглушки, мм .

Величина допускаемого напряжения определяется по табл. 10* при следующих значениях коэффициента η_k :

для днищ, показанных на рис. 72, а,

$$\text{при } l \geq \sqrt{(D_B + s) s} \quad \eta_k = 0,85;$$

для днищ, показанных на рис. 73, а, б,

$$\text{при } l < \sqrt{(D_B + s) s} \quad \eta_k = 0,75;$$

для днищ конструкции, показанной на рис. 72, в, г, д,

$$\eta_k = 0,6;$$

для днищ с отбортованными краями (рис. 72, е)

$$\eta_k = 0,85;$$

для плоских заглушек, зажатых между двумя фланцами,

$$\eta_k = 1,0.$$

Если днище и обечайку, к которой присоединяется днище, изготавливают из стали разных марок, расчет выполняют для стали с меньшим номинальным допускаемым напряжением.

Конструктивные элементы плоского днища (радиусы закругле-

ния, глубина выточки, размеры сварных швов) должны удовлетворять условиям, указанным на рис. 72.

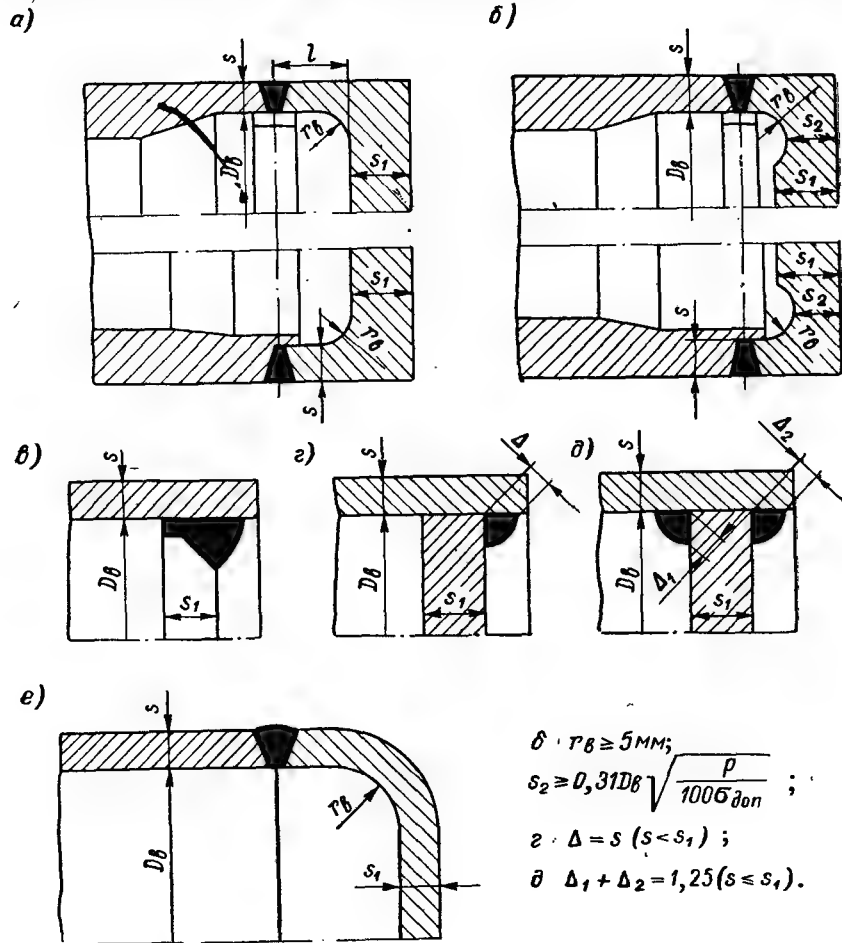


Рис. 72. Плоские приварные днища.

Допускаемое рабочее давление на плоские днища при контрольных расчетах определяют по формуле

$$p = 100 \left(\frac{k_0}{k} \cdot \frac{s_1}{D_b} \right)^2 \sigma_{\text{доп}} \quad (117)$$

Расчет болтов и фланцев.

Разъемные соединения аппаратов уплотняют, как правило, с помощью фланцевых соединений. Типы разъемных соединений приведены в § 11.

При проектировании аппаратов в зависимости от параметров теплоносителей (давления, температуры), а также их агрессивности выбирают тип соединения, материал и размер прокладок, а затем находят нагрузку на болты. После этого определяют толщину фланцев и производят проверку работы соединения по обеспечению плотности.

Расчет болтов. Общее усилие на болты (шпильки) фланцевого соединения складывается из нагрузки, воспринимаемой болтами от внутреннего давления теплоносителей, и дополнительной нагрузки на прокладку, необходимой для обеспечения плотности в рабочем состоянии

$$Q = P + P_{\text{упл}} \text{ кг}, \quad (118)$$

где $P = 0,785 D_{\text{пр}}^2 p_v$ — сила внутреннего давления среды на площадь, ограниченную средней линией прокладки, кг;

p_v — давление среды, кг/см²;

$D_{\text{пр}}$ — диаметр середины прокладки

$$D_{\text{пр}} = (D_n + D_b) 0,5 \text{ см};$$

D_n — наружный диаметр прокладки, см;

D_b — внутренний диаметр прокладки, см;

$P_{\text{упл}} = \pi b D_{\text{ср}} q$ — сила, необходимая для обеспечения плотности соединения при давлении рабочей среды, кг;

b — эффективная ширина прокладки (для плоских прокладок шириной до 1 см $b = b_0$, для прокладок шириной более 1 см $b = \sqrt{b_0}$), см;

b_0 — действительная ширина плоской прокладки, см;

q — расчетное удельное давление на единицу площади прокладки, кг/см². Принимается в зависимости от материала прокладки по табл. 13. В расчетах принимается обычно среднее значение давлений ($q_{\text{мин}} < q < q_{\text{макс}}$).

Расчетное усилие на болт (шпильку) определяется по формуле

$$P_0 = \frac{Q}{z_6} \text{ кг}, \quad (119)$$

где z_6 — количество болтов (шпилек) во фланцевом соединении; принимается кратным четырем, а также из условия, что шаг между болтами $t = (3,5 - 5) d_6$.

Весьма часто усилие на болты определяют по следующей формуле

$$Q = 0,785 D_{\text{пр}}^2 k_3 \text{ кг}, \quad (120)$$

где k_3 — коэффициент затяга болтов, обеспечивающий плотность соединения сжатием прокладки ($k_3 = 1,8 - 2$ при температуре среды до 300° С; $k_3 = 2 - 2,5$ при температуре среды выше 300° С).

Толщина круглого литого фланца для больших давлений (рис. 73, а)

$$s = \sqrt{\frac{6pa}{\pi D_f R_B}} + c = \sqrt{\frac{6p_0 a z_6}{\pi D_f R_B k_3}} + c \text{ см}; \quad (123)$$

для средних давлений (рис. 73, б)

$$s = \beta \sqrt{\frac{p_0 (D_0 - D) t}{2 R_B (t - d)}} + 1,2 \text{ см}. \quad (124)$$

Проверка величины напряжений изгиба в опасном сечении производится для фланцевых соединений с выступом и впадиной.

Опасными сечениями являются сечения АВ и АС (см. рис. 73, в).

Напряжение изгиба в сечении АВ (по выступу фланца)

$$\sigma_{AB} = \frac{3p_0 z_6 [D_0 - (D + 2s_2)]}{\pi (D + 2s_1) s_2} \text{ кг/см}^2; \quad (125)$$

в сечении АС (по выточке фланца)

$$\sigma_{AC} = \frac{3p_0 z_6 [2D_0 - (D + 2s_1 + D_1)]}{\pi (D + 2s_2 + D_1) s_1^2} \text{ кг/см}^2, \quad (126)$$

где

- s — толщина фланца, см;
- p_0 — расчетное усилие на один болт шпильку, кг;
- z_6 — число болтов во фланцевом соединении, шт.;
- a — плечо изгиба (расстояние от центра болтового отверстия до стенки трубопровода);
- D_f — диаметр опасного сечения фланца;
- s_1 — толщина фланца в сечении по выточке, см;
- s_2 — толщина трубы в месте сопряжения ее с фланцем, см;
- D — внутренний диаметр корпуса, см;
- D_1 — наружный диаметр выточки, см;
- D_0 — диаметр окружности расположения болтовых отверстий, см;
- d — диаметр отверстий под болты во фланце, см;
- c — прибавка на коррозию ($c = 1 - 3$ мм);

$$t = \frac{\pi D_0}{z_6} \text{ — шаг болтов во фланцевом соединении, см;}$$

β — коэффициент, зависящий от расположения прокладки во фланцевом соединении. Для фланцев, которые не подвергаются изгибу от давления уплотнения (средняя линия прокладки находится на линии размещения болтов), $\beta = 0,43$. Для фланцев, которые подвергаются изгибу от давления уплотнения (средняя линия прокладки находится внутри линии размещения болтов), $\beta = 0,6$;

R_B — допускаемое напряжение материала фланца при изгибе, кг/см²

$$R_B = \frac{\sigma_B}{n};$$

где σ_B — предел прочности материала фланца, кг/см²;

n — запас прочности ($n = 3-6$ для стальных фланцев, $n = 6-7$ — для латунных и бронзовых фланцев, $n = 8$ — для стального и бронзового литья).

Для проверки фланцевого соединения на плотность в практике применяется следующая эмпирическая зависимость:

$$\alpha = t \sqrt[4]{\frac{p}{s^3}}, \quad (127)$$

где α — коэффициент плотности фланцевого соединения для стальных и бронзовых фланцев $\alpha \leq 10$, для чугунных фланцев $\alpha \leq 7$;

t — шаг расположения болтов (шпилек).

Расчет трубных досок

Трубные доски являются одной из наиболее ответственных деталей кожухотрубных теплообменных аппаратов. Рациональный выбор толщины трубных досок в значительной степени определяет технологичность изготовления аппарата и надежность его работы.

Расчет трубных досок выполняется в зависимости от выбранной конструкции аппарата (с жестко закрепленными трубными досками и с плавающей трубной доской).

Значения коэффициента ψ в зависимости от формы и способа закрепления трубной доски

Форма и способ крепления трубной доски	Значение ψ
Для круглой доски, не подкрепленной связями	0,5
Для круглой доски, подкрепленной анкерными или распорными связями	0,75
Для прямоугольной доски, не подкрепленной связями; значение ψ выбирается в зависимости от отношения сторон прямоугольника	См. стр. 142
Для эллиптической доски, не подкрепленной связями	1,8
	$1 + \frac{2}{3} \cdot \frac{b_1^2}{a_1^2} + \frac{b_1^4}{a_1^4}$

Для прямоугольной или эллиптической доски, подкрепленной анкерными или распорными связями, значение ψ выбирается в зависимости от отношения стороны a прямоугольника, или полуоси a_1 эллипса к расстоянию A_1 или A_2 (к большей величине)

По данным на стр. 142

Значение коэффициента ϵ в формуле (128)

Схема теплообменника и приложение нагрузки	Значение ϵ
Для трубных досок любой формы с пучком V-образных или прямых трубок, один конец которых закреплен в неподвижной, а второй в плавающей трубной доске при действии нагрузки с любой стороны	1
Для круглых трубных досок с пучком прямых трубок, один конец которых закреплен в неподвижной, а второй в подвижной трубной доске, скрепленной с крышкой: при действии нагрузки со стороны крышек при действии нагрузки со стороны межтрубного пространства	$1 - \frac{d_n^2 n}{D_f^2}$
Для круглых трубных досок с пучком прямых трубок, закрепленных в двух неподвижных трубных досках или одной из них, подвижной в сальнике, но не скрепленной с крышкой, при действии нагрузки с любой стороны	$1 - \frac{d_n^2 n}{D^2 f}$
Для прямоугольных трубных досок с прямыми трубками, закрепленными в двух неподвижных трубных досках, при действии нагрузки с любой стороны	$1 - 0,785 \frac{d_n^2 n}{ab}$
Для эллиптических трубных досок с прямыми трубками, закрепленными в двух неподвижных трубных досках, при действии нагрузки с любой стороны	$1 - \frac{d_n^2 n}{4a_1 b_1}$

Примечание. a и b — стороны прямоугольника;
 a_1 и b_1 — полуоси эллипса (принимаются до средней линии прокладки);
 n — число трубок;
 D_f — диаметр средней линии прокладки.

Наименьшая толщина трубной доски в месте ослабления ее выточками, канавками под уплотнение фланцами не должна быть менее

$$s_{\min} \geq s \sqrt{1,5\varphi} \text{ см.} \quad (129)$$

Напряжения в местах развальцовки или приварки трубок проверяют по формуле

$$\sigma_{\text{тр}} \geq \frac{p_f}{\pi d_n \delta} \text{ кг/см}^2, \quad (130)$$

где $f = 0,866t^2 - 0,785d_n^2$ — площадь между четырьмя трубками при разбивке трубок по треугольнику.

a — большая сторона прямоугольника, ограниченного осевой линией отверстий для болтов, см;
 a_1 — большая полуось эллипса, ограниченного осевой линией отверстий для болтов, см;
 A_1 — расстояние между осевой линией отверстий для болтов и осевой линией крайнего ряда связей, расположенных по большей стороне прямоугольника или эллипса, см;
 A_2 — расстояние между соседними рядами связей, расположенных по большей стороне прямоугольника или эллипса, см.

Значения коэффициента ψ для прямоугольных и эллиптических трубных досок в зависимости от отношения их сторон или полуосей

$\frac{a}{b}, \frac{a}{A}, \frac{a_1}{A_1}$	ψ	$\frac{a}{b}, \frac{a}{A}, \frac{a_1}{A_1}$	ψ
1,0	0,30	1,7	0,51
1,1	0,33	1,8	0,53
1,2	0,37	1,9	0,55
1,3	0,41	2,0	0,56
1,4	0,44	3,0	0,60
1,5	0,47	4,0	0,62
1,6	0,49	5,0	0,63

Толщина трубной доски, не подкрепленной и подкрепленной связями [26], определяется по формуле

$$s = R \sqrt{\frac{\psi_{\text{ср}}}{\varphi R_{\text{доп}}}} + c, \quad (128)$$

где R — радиус окружности, по которой закрепляется трубная доска, см;

ψ — коэффициент, зависящий от формы и способа закрепления трубной доски;

φ — коэффициент ослабления трубной доски; $\varphi_1 = 1 - 905 d_n^2 / t^2$ при разбивке трубок по равнобедренному треугольнику; $\varphi_2 = 1 - 0,785 d_n^2 / t_1 t_2$ при коридорной или шахматной разбивке трубок;

ϵ — коэффициент, учитывающий изменение удельной нагрузки на трубную доску в зависимости от схемы аппарата (табл. 28);

$R_{\text{доп}}$ — допускаемое напряжение на изгиб

$$R_{\text{доп}} = \frac{\sigma_{\text{в}}}{n},$$

где n — запас прочности ($n = 4 - 5$ при температуре до 200°C ; $n = 5 - 6$ при температуре выше 200°C).

Наименьшая толщина трубных досок в месте вальцовки трубок не должна быть меньше наружного диаметра трубок.

Проверка напряжений в мостике трубной доски может быть произведена по формуле

$$\sigma_{\text{доп}} \geq \frac{p}{3,6 \left(1 - \frac{d_n}{l}\right) \left(\frac{s}{l}\right)^2} \text{ кг/см}^2, \quad (131)$$

где l — полусумма сторон параллелограмма (рис. 74), образованного четырьмя трубками,

$$l = 0,5 (t_1 + t_2) \text{ см};$$

p — расчетное давление среды, кг/см²;

d_n — наружный диаметр трубок, см;

δ — глубина приварки или развальцовки, см.

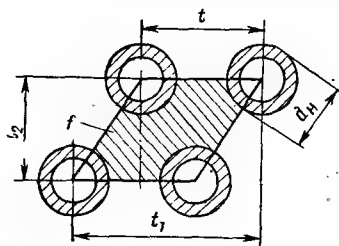


Рис. 74. К расчету мостика трубной доски.

Допускаемое напряжение на вырывание трубок должно быть не более:
 $\sigma \leq 40 \text{ кг/см}^2$ — для трубок, развальцованных в цилиндрических отверстиях;

$\sigma \leq 50 \text{ кг/см}^2$ — для трубок, развальцованных и отбортованных с одного конца;

$\sigma \leq 70 \text{ кг/см}^2$ — для трубок, развальцованных и отбортованных с двух концов.

Расчет жестко закрепленных трубных досок аппаратов с большим давлением в межтрубном пространстве [23] рекомендуется производить по формуле

$$s = FD \sqrt{\frac{0,25p}{\sigma_{\text{доп}}}} + c \text{ см}, \quad (132)$$

где D — расчетный диаметр трубной доски, см;

F — коэффициент, зависящий от конструкции аппарата; при большом давлении в трубках

$$F = \sqrt{\frac{2+k}{2+3k}};$$

при большом давлении в межтрубном пространстве

$$F = \sqrt{\frac{k}{2+3k}},$$

где k — коэффициент

$$k = \frac{E_s s_0 (D_0 - s_0)}{E_T z s_T (d_n - s_T)}, \quad (133)$$

где E_s — модуль упругости обечайки, кг/см²;
 E_T — модуль упругости трубки, кг/см²;
 D_0 — наружный диаметр корпуса, см;
 d_n — наружный диаметр трубки, см;
 s_0 — толщина обечайки, см;
 s_T — толщина стенки трубки, см;
 z — число трубок.

ГЛАВА VI

ТИПОВЫЕ РАСЧЕТЫ

Как уже говорилось, проектирование аппаратов включает в себя выполнение теплового, гидравлического и прочностного расчетов.

В этой главе приведены примеры тепловых и гидравлических расчетов широко применяемых конструкций судовых охладителей и подогревателей жидкостей.

Несмотря на отличие и особенности этих расчетов этапы и последовательность при их выполнении общие для всех аппаратов.

При выполнении тепловых расчетов общими этапами являются:

- составление уравнения теплового баланса аппарата;
- определение расчетного температурного напора между теплоносителями;
- определение коэффициентов теплоотдачи;
- определение коэффициента теплопередачи;
- расчет требуемой поверхности нагрева или охлаждения.

При выполнении гидравлических расчетов общие этапы следующие:

- определение потерь напора в межтрубной полости;
- определение потерь напора во внутритрубной полости.

Каждое из сопротивлений в той или иной полости состоит из потерь:

- на трение в прямых участках теплообменных трубок;
- на поворотах движения теплоносителей в U-образных трубах или водяных камерах;
- напора при движении теплоносителя между перегородками в межтрубной полости и над ними;
- местных во входных и выходных камерах.

С получением задания на проектирование выполняют предварительную проектную проработку.

В зависимости от назначения и условий использования аппарата прежде всего определяют его тип (кожухотрубный с прямыми трубками, плоскотрубный, пластинчатый и т. д.). Затем уточняют возможность подбора аппарата на заданные характеристики по нормали или из числа индивидуально спроектированных аппаратов.

При наличии близкого по характеристикам аппарата приступают к выполнению теплового гидравлического и прочностного поверочных расчетов на спецификационные данные, указанные в техническом задании на проектирование.

Если по каким-либо причинам нельзя подобрать аппарат из числа нормализованных или спроектированных ранее, приступают к проектированию нового аппарата. Но и в этом случае стремятся максимально использовать узлы и детали аппаратов, разработанных ранее, для сокращения объема проектирования и облегчения изготовления.

Проектная проработка вновь проектируемого аппарата с прямыми гладкими трубками выполняется в следующей последовательности:

- задаются диаметром аппарата;
- принимают диаметр трубок и шаг их расположения;
- принимают схему движения теплоносителей;
- устанавливают количество ходов по внутритрубной и межтрубной полостям, учитывая при этом допустимые скорости теплоносителей для принятого материала трубок;
- выполняют разбивку трубной доски (в натуральную величину);
- принимают условные диаметры патрубков входа и выхода теплоносителей.

На основании принятых геометрических размеров и конструктивных элементов выполняют предварительный тепловой и гидродинамический расчеты, в результате чего определяют поверхность теплообмена и устанавливают возможность отвода необходимого тепла при заданных потерях напора теплоносителей.

Если потери напора превышают значения, указанные в техническом задании, уменьшают скорости теплоносителей путем увеличения проходных сечений по ходу теплоносителей изменением числа ходов, увеличением расстояния между перегородками, увеличением диаметра аппарата и т. д.

Затем выполняют расчеты прочности основных деталей и узлов и окончательно уточняют геометрические размеры и выбранные материалы.

Если отсутствуют данные по спроектированным ранее аппаратам или по каким-либо причинам нельзя использовать унифицированные детали, геометрические размеры определяют (диаметр трубного пучка, длину трубок в соответствии с рекомендациями, изложенными в гл. V). Предварительная проработка при проектировании аппаратов других типов производится в основном в аналогичной последовательности. Для приближенного определения типоразмера кожухотрубного аппарата с прямыми трубками по нормали ОН9—487—64 пользуются номограммой (см. рис. 22).

Ниже приведены примеры типовых расчетов некоторых видов теплообменных аппаратов.

§ 29. РАСЧЕТ ОХЛАДИТЕЛЯ ВОДЫ

Исходные данные

Количество охлаждаемой (пресной) воды $G_{\text{п}} = 20\,000 \text{ кг/час}$

Температура охлаждаемой воды при входе в охладитель $t_1 = 45^\circ \text{C}$

Температура охлаждаемой воды при выходе из охладителя $t_2 = 35^\circ \text{C}$

Количество охлаждающей (морской) воды $G_{\text{в}} = 30\,000 \text{ кг/час}$

Температура охлаждающей воды при входе в охладитель $t_{\text{в}1} = 28^\circ \text{C}$

Допустимое гидравлическое сопротивление полости охлаждаемой воды $\Delta p_{\text{п}} = 1,5 \text{ кг/см}^2$

Допустимое гидравлическое сопротивление полости охлаждающей воды $\Delta p_{\text{в}} = 0,3 \text{ кг/см}^2$

Принимаем схему охладителя с прямыми трубками диаметром $\frac{d_{\text{н}}}{d_{\text{вн}}} = \frac{0,010}{0,008} \text{ м}$ с закрепленными обоими концами в одинарных трубных досках.

Охлаждаемая вода движется в межтрубном пространстве между сегментными перегородками, омывая трубки снаружи. Охлаждающая вода движется внутри трубок.

Тепловой расчет

Средняя температура охлаждаемой воды в охладителе

$$t = 0,5 (t_1 + t_2) = 0,5 (45 + 35) = 40^\circ \text{C}.$$

Физические параметры охлаждаемой воды при средней температуре $t = 40^\circ$ (см. прилож. II):

теплоемкость $c_p = 1,003 \text{ ккал/кг}^\circ \text{C}$;

удельный вес $\gamma = 992,2 \text{ кг/м}^3$;

коэффициент кинематической вязкости $\nu = 0,659 \text{ м}^2/\text{сек}$;

коэффициент теплопроводности $\lambda = 0,545 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час}$;

критерий Прандтля $\text{Pr} = 4,3$.

Количество тепла, отдаваемое охлаждаемой водой,

$$Q = G_{\text{п}} c_p (t_1 - t_2) = 20\,000 \cdot 1,003 (45 - 35) = 200,6 \cdot 10^3 \text{ ккал/час}.$$

Температура охлаждающей воды при выходе из охладителя

$$t_{\text{в}2} - t_{\text{в}1} + \frac{G_{\text{п}} c_p (t_1 - t_2)}{G_{\text{в}} c_{p_{\text{в}}}} = t_{\text{в}1} + \frac{Q}{G_{\text{в}} c_{p_{\text{в}}}}.$$

В этом уравнении неизвестной является также удельная теплоемкость охлаждающей воды $c_{p_{\text{в}}}$. Предварительно определяем ее значение по таблице (см. прилож. IX) при температуре охлаждающей воды несколько выше температуры $t_{\text{в}1}$. Если это значение не будет соответствовать ее значению при полученной средней температуре, расчет необходимо повторить, приняв значение искомой величины $c_{p_{\text{в}}}$ при другом значении $t_{\text{в}1}$. Таким образом, приняв

$$c_{p_{\text{в}}} = 0,937 \text{ ккал/кг}^\circ \text{C},$$

определяем

$$t_{\text{в}2} = 28 + \frac{200,6 \cdot 10^3}{30\,000 \cdot 0,937} = 35,1^\circ \text{C}.$$

Средняя температура охлаждающей воды

$$t_{\text{в}} = 0,5 (t_{\text{в}1} + t_{\text{в}2}) = 0,5 (28 + 35,1) = 31,5^\circ \text{C}.$$

Среднюю логарифмическую разность температур охлаждаемой и охлаждающей воды определим по формуле

$$\Delta t = \frac{(t_1 - t_{\text{в}2}) - (t_2 - t_{\text{в}})}{2,3 \lg \frac{t_1 - t_{\text{в}2}}{t_2 - t_{\text{в}}}} = \frac{(45 - 35,1) - (35 - 31,5)}{2,3 \lg \frac{45 - 35,1}{35 - 31,5}} = 6,2^\circ \text{C}.$$

Внутренний диаметр корпуса охладителя принимаем $D_{\text{к}} = 0,4 \text{ м}$. Число охлаждающих трубок $N = 674$. Число ходов охлаждающей воды $z_{\text{в}} = 4$.

Скорость охлаждающей воды в трубках

$$w_{\text{в}} = \frac{G_{\text{в}} z_{\text{в}}}{2825 d_{\text{вн}}^2 N \gamma_{\text{в}}} = \frac{30\,000 \cdot 4}{2825 \cdot 0,008^2 \cdot 674 \cdot 1018} = 0,975 \text{ м/сек}.$$

Критерий Рейнольдса для охлаждающей воды

$$\text{Re}_{\text{в}} = \frac{w_{\text{в}} d_{\text{вн}}}{\nu_{\text{в}}} = \frac{0,975 \cdot 0,008}{0,824 \cdot 10^{-6}} = 9450,$$

где $\nu_{\text{в}} = 0,824 \cdot 10^{-6}$ — коэффициент кинематической вязкости охлаждающей воды при температуре $t_{\text{в}}$ (см. прилож. IX).

Коэффициент теплоотдачи от стенки трубки к охлаждающей воде определяем по формуле (43) для переходного режима

$$\alpha_{\text{в}} = \eta_{\text{т}} 0,023 \frac{\lambda_{\text{в}}}{d_{\text{вн}}} \text{Re}_{\text{в}}^{0,8} \text{Pr}_{\text{в}}^{0,4} = 0,99 \cdot 0,023 \frac{0,495}{0,008} 9450^{0,8} \cdot 5,72^{0,4} = 4300 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час}^\circ \text{C},$$

где $\eta_{\text{т}} = 0,99$ — поправочный коэффициент (рис. 56);

$\lambda_{\text{в}} = 0,495 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час}^\circ \text{C}$ — коэффициент теплопроводности охлаждающей воды при $t_{\text{в}}$;

$\text{Pr}_{\text{в}} = 5,72$ — критерий Прандтля для охлаждающей воды при $t_{\text{в}}$ (см. прилож. IX).

Шаг разбивки трубок (по треугольнику) $s_{\text{т}} = 0,0135 \text{ м}$.

Расстояние между трубками (зазор)

$$y = 0,0135 - 0,010 = 0,0035 \text{ м}.$$

Расстояние между крайней трубкой и корпусом (среднее значение для трубок, расположенных между кромками соседних перегородок)

$$y_0 = 0,0109 \text{ м}.$$

Количество рядов трубок, расположенных между кромками перегородок, $n_0 = 24$.

Количество зазоров между трубками в рядах, расположенных между срезами перегородок,

$$m = 576.$$

Расстояние между перегородками ориентировочно принимаем

$$h = 0,042 \text{ м}.$$

Площадь для прохода охлаждающей воды между перегородками

$$f_1 = \left(2y_0 + \frac{3m}{2n_0} y \right) h = \left(2 \cdot 0,0109 + \frac{3}{2} \cdot \frac{576}{24} \cdot 0,0035 \right) 0,045 = 0,00618 \text{ м}^2.$$

Скорость охлаждаемой воды между перегородками

$$w_{п1} = \frac{G_{п}}{3600 f_{1\gamma}} = \frac{20\,000}{3600 \cdot 0,00618 \cdot 992,2} = 0,905 \text{ м/сек.}$$

Центральный угол сегмента, образованного вырезом в перегородке,
 $\varphi_c = 86^\circ$ град.

Количество трубок, расположенных в вырезе перегородки,
 $N_c = 49$ шт.

Площадь для прохода охлаждаемой воды в вырезе перегородки

$$f_2 = \frac{D_k^2}{8} \left(\frac{\varphi_c \pi}{180} - \sin \varphi_c \right) - 0,785 d_n^2 N_c = \\ = \frac{0,42}{8} \left(\frac{86 \cdot 3,14}{180} - \sin 86^\circ \right) - 0,785 \cdot 0,01^2 \cdot 49 = 0,0062 \text{ м}^2.$$

Скорость охлаждаемой воды в вырезе перегородки

$$w_{п2} = \frac{G_{п}}{3600 f_{2\gamma}} = \frac{20\,000}{3600 \cdot 0,0062 \cdot 992,2} = 0,9 \text{ м/сек.}$$

Необходимо, чтобы $w_{п1} = w_{п2}$. При большой разности этих скоростей следует изменить расстояние между перегородками или перенести срез перегородки.

Средняя скорость охлаждаемой воды в охладителе

$$w_{п} = \frac{w_{п1} + w_{п2}}{2} = \frac{0,905 + 0,9}{2} = 0,902 \text{ м/сек.}$$

Критерий Рейнольдса для охлаждаемой воды

$$Re_{п} = \frac{w_{п} d_n}{\nu_{п}} = \frac{0,902 \cdot 0,01}{0,659 \cdot 10^{-6}} = 13\,750.$$

Коэффициент теплоотдачи от охлаждаемой воды к стенке трубки

$$\alpha = \frac{\lambda}{d_n} Nu = \frac{\lambda}{d_n} \varepsilon_{\varphi} \cdot 0,25 Re_{п}^{0,6} Pr_{п}^{0,3} \frac{0,545}{0,01} = \\ = 0,94 \cdot 0,25 \cdot 13\,750^{0,6} \cdot 4,3^{0,3} = 6050 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час}^\circ \text{C},$$

где $\varepsilon_{\varphi} = 0,94$ — поправочный коэффициент, зависящий от угла обтекания (угла атаки) трубок жидкостью.

Коэффициент теплопроводности материала трубок (мельхиор)

$$\lambda_T = 25 \text{ ккал/м} \cdot \text{час}^\circ \text{C}.$$

Коэффициент теплопередачи от горячего теплоносителя к холодному

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{в}} \frac{2d_n}{d_n + d_{вн}} + \frac{d_n - d_{вн}}{2\lambda_T} + \frac{1}{\alpha_{п}}} = \\ = \frac{1}{\frac{1}{4350} \frac{2 \cdot 0,01}{0,01 + 0,008} + \frac{0,01 - 0,008}{2 \cdot 25} + \frac{1}{6050}} = 2170 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час}^\circ \text{C}.$$

Необходимая поверхность охлаждения с учетом возможного загрязнения трубок ($\eta_s = 0,8$)

$$F_{н} = \frac{Q}{\eta_s k \Delta t} = \frac{200,6 \cdot 10^3}{0,8 \cdot 2170 \cdot 6,2} = 18,5 \text{ м}^2.$$

Толщину перегородок принимаем

$$\delta = 0,003 \text{ м.}$$

Принимаем число отсеков в охладителе

$$n_1 = 20.$$

Расстояние между трубными досками

$$L = hn_1 + \delta (n_1 - 1) = 0,042 \cdot 20 + 0,003 (20 - 1) = 0,89 \text{ м.}$$

Фактическая поверхность охлаждения

$$F_{ф} = \pi d_n L N = 3,14 \cdot 0,01 \cdot 0,89 \cdot 674 = 18,8 \text{ м}^2.$$

Расчет гидравлических сопротивлений

Гидравлическое сопротивление полости охлаждаемой воды. Минимальная ширина свободного сечения для прохода охлаждаемой воды у среза перегородки

$$b_{мин} = 0,093 \text{ м.}$$

Соответствующее минимальное сечение для прохода охлаждаемой воды у кромки перегородки

$$f_{мин} = b_{мин} h = 0,093 \cdot 0,042 = 0,00391 \text{ м}^2.$$

Максимальная скорость при движении охлаждаемой воды между перегородками

$$w_{макс} = \frac{G_{п}}{3600 f_{мин\gamma}} = \frac{20\,000}{3600 \cdot 0,00391 \cdot 992,2} = 1,43 \text{ м/сек.}$$

Величина критерия Рейнольдса при потоке воды между поперечными перегородками

$$Re_1 = \frac{w_{макс} y}{\nu_{п}} = \frac{1,43 \cdot 0,0035}{0,659 \cdot 10^{-6}} = 7600.$$

Потеря напора при движении воды между перегородками

$$\Delta p_1 = \xi_0 \frac{w_{п1}}{2g} n_1 \gamma_{п} \cdot 10^{-4} = 101 \frac{0,905^2}{2 \cdot 9,81} 18 \cdot 992,2 \cdot 10^{-4} = 0,75 \text{ кг/см}^2,$$

где $\xi_0 = \frac{3n_0'}{Re_1^{0,2}} = \frac{3 \cdot 26}{7600^{0,2}} = 101$ — коэффициент местного сопротивления при

поперечном омывании трубок (см. стр. 119);

$n_0' = 26$ — количество рядов трубок, пересекаемых поперечным потоком воды (по центрам тяжести сегментов);

$n_1 = 20$ — количество отсеков в охладителе;

$\gamma_{п} = 992,2 \text{ кг/м}^3$ — удельный вес охлаждаемой воды при средней температуре.

Потеря напора в вырезах перегородок

$$\Delta p_2 = 0,0815 w_{\max}^2 (n_1 - 1) \gamma \cdot 10^{-4} = \\ = 0,0815 \cdot 1,43^2 (20 - 1) 992,2 \cdot 10^{-4} = 0,3 \text{ кг/см}^2.$$

Диаметр патрубков входа и выхода охлаждаемой воды принимаем

$$d_n = 0,05 \text{ м.}$$

Скорость охлаждаемой воды в патрубках

$$w_0 = \frac{G_n}{2825 d_n^2 \gamma} = \frac{20\,000}{2825 \cdot 0,05^2 \cdot 992,2} = 2,85 \text{ м/сек.}$$

Потеря напора в патрубках

$$\Delta p_3 = \xi_n \frac{w_0^2 \gamma \cdot 10^{-4}}{2g} = 2,5 \frac{2,85^2 \cdot 992,2 \cdot 10^{-4}}{2 \cdot 9,81} = 0,1032 \text{ кг/см}^2,$$

где ξ_n — коэффициент местного сопротивления для входной и выходной камер.

Полная потеря напора охлаждаемой воды с учетом загрязнения ($\eta_3 = 1,2$)

$$\Delta p = \eta_3 (\Delta p_1 + \Delta p_2 + \Delta p_3) = 1,2 (0,75 + 0,1032 + 0,3) = 1,4 \text{ кг/см}^2.$$

Гидравлическое сопротивление полости охлаждающей воды

Полная длина трубки охладителя

$$L_n = L + 2s_{тр} = 0,89 + 2 \cdot 0,04 = 0,97 \text{ м,}$$

где $s_{тр} = 0,04 \text{ м}$ — толщина трубной доски (принята предварительно, уточняется при расчете на прочность).

Коэффициент сопротивления трения

$$\lambda = \frac{0,3164}{\sqrt{\text{Re}_B}} = \frac{0,3164}{9750} = 0,032.$$

Потеря напора на трение при движении воды по трубкам

$$\Delta p_{B1} = \lambda \frac{L_n w_B^2 \gamma \cdot 10^{-4}}{d_{B1} 2g} z_B = 0,032 \frac{0,97 \cdot 0,975^2 \cdot 1018 \cdot 10^{-4}}{0,008 \cdot 2 \cdot 9,81} 4 = 0,0775 \text{ кг/см}^2.$$

Потеря напора при входе в трубки и выходе из них

$$\Delta p_{B2} = \xi_{B1} \frac{w_B^2 \gamma \cdot 10^{-4}}{2g} z_B = 1,5 \frac{0,975^2 \cdot 1018 \cdot 10^{-4}}{2 \cdot 9,81} 4 = 0,0295 \text{ кг/см}^2,$$

где $\xi_{B1} = 1,5$ — коэффициент, учитывающий потери напора при входе воды в трубки и выходе из них.

Потеря напора охлаждающей воды при поворотах в крышках

$$\Delta p_{B3} = \xi_{B2} n_0 \frac{w_B^2 \gamma \cdot 10^{-4}}{2g} = 2,5 \cdot 3 \frac{0,975^2 \cdot 1018 \cdot 10^{-4}}{2 \cdot 9,81} = 0,037 \text{ кг/см}^2,$$

где $\xi_{B2} = 2,5$ — коэффициент, учитывающий потери напора при поворотах воды в крышках;

$n_0 = 3$ — число поворотов охлаждающей воды.

Диаметр отверстия в патрубках входа и выхода охлаждающей воды

$$d_{B.п} = 0,07 \text{ м.}$$

Скорость охлаждающей воды в патрубках

$$w_{B1} = \frac{G_B}{2825 d_{B.п}^2 \gamma_B} = \frac{30\,000}{2825 \cdot 0,07^2 \cdot 1018} = 2,15 \text{ м/сек.}$$

Потеря напора в патрубках

$$\Delta p_{B4} = \xi_{B3} \frac{w_{B1}^2 \gamma \cdot 10^{-4}}{2g} = 2,5 \frac{2,15^2 \cdot 1018 \cdot 10^{-4}}{2 \cdot 9,81} = 0,06 \text{ кг/см}^2,$$

где $\xi_{B3} = 2,5$ — коэффициент местного сопротивления для входной и выходной камер.

Общее сопротивление полости охлаждающей воды с учетом загрязнения ($\eta_3 = 1,25$)

$$\Delta p_B = \eta_3 (\Delta p_{B1} + \Delta p_{B2} + \Delta p_{B3} + \Delta p_{B4}) = \\ = 1,25 (0,0775 + 0,0295 + 0,037 + 0,060) = 0,25 \text{ кг/см}^2.$$

§ 30. РАСЧЕТ ПОДОГРЕВАТЕЛЯ ВОДЫ

Исходные данные

Количество подогреваемой воды $G_B = 150 \text{ т/час}$

Температура воды, поступающей в подогреватель $t_1 = 55^\circ \text{С}$

Температура воды, выходящей из подогревателя $t_2 = 110^\circ \text{С}$

Давление греющего пара $p_n = 5 \text{ атм}$

Температура пара на входе в подогреватель $t_n = 285^\circ \text{С}$

Принимаем схему подогревателя с U-образными трубками диаметром

$$\frac{d_n}{d_{B1}} = \frac{0,016}{0,013} \text{ с шестью ходами питательной воды.}$$

Тепловой расчет

По прилож. I определяем:

теплоту парообразования при давлении пара $r = 504,2 \text{ ккал/кг}$;

теплосодержание греющего пара $i_n = 724,3 \text{ ккал/кг}$;

температуру насыщения при давлении пара $t_n = 151,1^\circ \text{С}$;

теплосодержание жидкости при давлении p_n $q_k = 152,1 \text{ ккал/кг}$.

Количество тепла, необходимое для подогрева воды,

$$Q = G_B c_B \cdot 10^3 (t_2 - t_1) = 150 \cdot 1 \cdot 10^3 (110 - 55) = 825 \cdot 10^4 \text{ ккал/час,}$$

где $c_B = 1 \text{ ккал/кг}^\circ \text{С}$ — удельная теплоемкость воды (см. прилож. II).

Средняя температура воды в подогревателе

$$t_{cp} = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{55 + 110}{2} = 82,5^\circ \text{С.}$$

Средняя скорость воды в трубках

$$w_B = \frac{G_B \cdot 10^3}{2825 \gamma_{cp} d_{B1}^2 n} = \frac{150 \cdot 10^3}{2825 \cdot 970,2 \cdot 0,013^2 \cdot 162} = 2 \text{ м/сек,}$$

где $n = 162$ — количество трубок в одном ходе (принимаем).

Теплофизические свойства воды (γ , ν , c_p и λ) определены по таблицам (см. прилож. II) и отнесены к средней температуре.

Коэффициент теплоотдачи от стенки трубки к воде

$$\alpha = Nu_{\text{в}} \frac{\lambda_{\text{в}}}{d_{\text{вн}}} = \frac{\lambda_{\text{в}}}{d_{\text{вн}}} 0,021 Re_{\text{в}}^{0,8} Pr_{\text{в}}^{0,43} = \frac{0,581}{0,013} 0,021 \cdot 72 \cdot 600^{0,8} \cdot 2,174^{0,43} = 10\,400 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot ^\circ\text{C}.$$

Толщина стенки трубки

$$s = \frac{d_{\text{н}} - d_{\text{вн}}}{2} = \frac{0,016 - 0,013}{2} = 0,0015 \text{ м}.$$

Коэффициент теплопроводности материала стенки трубки (латунь)

$$\lambda_{\text{тр}} = 90 \text{ ккал/м} \cdot \text{час} \cdot ^\circ\text{C}.$$

Коэффициент теплоотдачи от пара к стенке

$$\alpha_{\text{п}} = 4500 \text{ ккал/м} \cdot \text{час} \cdot ^\circ\text{C} \text{ (принимается по прототипу)}.$$

Коэффициент

$$B = \frac{1}{\alpha_{\text{в}}} + \frac{s}{\lambda_{\text{тр}}} = \frac{1}{10\,400} + \frac{0,0015}{90} = 0,000112 \text{ м}^2 \cdot \text{час} \cdot ^\circ\text{C/ккал}.$$

Температура наружной поверхности нагревательной трубки

$$t'_{\text{ст}} = \frac{t_{\text{ср}} + \alpha'_{\text{п}} B t_{\text{н}}}{1 + \alpha'_{\text{п}} B} = \frac{82,5 + 4500 \cdot 0,000112 \cdot 151,1}{1 + 4500 \cdot 0,000112} = 105 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Температура пленки

$$t_{\text{пл}} = \frac{t_{\text{н}} + t'_{\text{ст}}}{2} = \frac{151,1 + 105}{2} = 127,5 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Теплота перегрева пара

$$q_{\text{п}} = c_{p_{\text{п}}} (t_{\text{п}} - t_{\text{н}}) = 0,5 (285 - 151,1) = 67 \text{ ккал/кг},$$

где $c_{p_{\text{п}}} = 0,5 \text{ ккал/кг} \cdot ^\circ\text{C}$ — теплоемкость перегретого пара (определяют по графику, см. прилож. XI).

Теплота парообразования с учетом теплоты перегрева

$$r' = r + q_{\text{п}} = 504,2 + 67 = 571,2 \text{ ккал/кг}.$$

Коэффициент теплоотдачи от пара к стенке трубки

$$\alpha_{\text{п}} = \frac{cb \sqrt[4]{r'}}{\sqrt[4]{h(t_{\text{н}} - t'_{\text{ст}})}} = \frac{1,15 \cdot 2345 \sqrt[4]{571,2}}{\sqrt[4]{2,0(151,1 - 115)}} = 4500 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot ^\circ\text{C},$$

где $c = 1,15$ (см. стр. 110);

$b = 2345$ — коэффициент (определяют по табл. 23);

$h = 2,0 \text{ м}$ — принятая средняя высота половины U-образной трубки.

Коэффициент теплопередачи от пара к воде

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{в}}} + \frac{2d_{\text{н}}}{d_{\text{н}} + d_{\text{вн}}} + \frac{s}{\lambda_{\text{тр}}} + \frac{1}{\alpha_{\text{п}}}} = \frac{1}{\frac{1}{10\,400} + \frac{2 \cdot 0,016}{0,016 + 0,013} + \frac{0,0015}{90} + \frac{1}{4500}} = 2290 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot ^\circ\text{C}.$$

Средняя логарифмическая разность температур в подогревателе

$$\Delta t = \frac{t_2 - t_1}{2,3 \lg \frac{t_{\text{н}} - t_1}{t_{\text{н}} - t_2}} = \frac{110 - 55}{2,3 \lg \frac{151,1 - 55}{151,1 - 110}} = 64,5 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Необходимая поверхность нагрева

$$F_{\text{н}} = \frac{Q}{k \Delta t} = \frac{825 \cdot 10^4}{2290 \cdot 64,5} = 55,7 \text{ м}^2.$$

Фактическая поверхность нагрева с учетом загрязнения ($\eta_3 = 1,2$)

$$F_{\text{ф}} = \eta_3 F_{\text{н}} = 1,2 \cdot 55,7 = 67 \text{ м}^2.$$

Средняя длина V-образной трубки подогревателя

$$l_v = \frac{F_{\text{ф}}}{\pi d_{\text{н}} n \frac{z}{2}} = \frac{67}{3,14 \cdot 0,016 \cdot 162 \cdot \frac{4}{2}} = 4,1 \text{ м},$$

где $z = 4$ — количество ходов воды.

Шаг разбивки трубок по треугольнику

$$s_t = t_{\text{н}} + 0,005 = 0,016 + 0,005 = 0,021 \text{ м}.$$

Коэффициент заполнения трубной доски (принимается)

$$\eta_{\text{тр}} = 0,7.$$

Диаметр гнезда трубок

$$D = 1,05 s_t \sqrt{\frac{N}{\eta_{\text{тр}}}} = 1,05 \cdot 21 \sqrt{\frac{648}{0,7}} = 670 \text{ мм},$$

где $N = 648$ — общее количество трубок в подогревателе.

Внутренний диаметр парового корпуса

$$D_0 = D + d_{\text{н}} + \delta_0 = 670 + 16 + 64 = 750 \text{ мм},$$

где $\delta_0 = 64$ — конструктивный зазор (принимается 60—180 мм в зависимости от числа трубок).

Коэффициент, учитывающий тепловые потери в подогревателе,

$$\eta = 0,97.$$

Количество пара, необходимое для подогрева воды,

$$G_{\text{п}} = \frac{Q}{(t_{\text{п}} - t_{\text{к}}) \eta} = \frac{825 \cdot 10^4}{(724 - 152,1) 0,97} = 14\,900 \text{ кг/час}.$$

Диаметр патрубка для входа пара в подогреватель

$$d_0 = 18,8 \sqrt{\frac{v G_{\text{п}}}{w_{\text{п}}}} = 18,8 \sqrt{\frac{0,524 \cdot 14\,900}{30}} = 300 \text{ мм}.$$

где $w_{\text{п}} = 30 \text{ м/сек}$ — скорость пара в патрубке;

$v = 0,524 \text{ м}^3/\text{кг}$ — удельный объем греющего пара.

Диаметр патрубка отвода конденсата греющего пара

$$d_{\text{к}} = 0,595 \sqrt{\frac{G_{\text{к}}}{w_{\text{к}}}} = 0,595 \sqrt{\frac{14\,900}{1,5}} = 18,5 \text{ мм (принимается } d_{\text{к}} = 20 \text{ мм)},$$

где $G_{\text{к}} = G_{\text{п}} = 14\,900 \text{ кг/час}$ — количество конденсата греющего пара;
 $w_{\text{к}} = 1,5 \text{ м/сек}$ — скорость конденсата в патрубке.

Диаметр патрубков подвода и отвода воды

$$d'_B = 18,8 \sqrt{\frac{G_B \cdot 10^3}{\omega'_B \gamma_{cp}}} = 18,8 \sqrt{\frac{150 \cdot 10^3}{2,5 \cdot 970,5}} = 148 \text{ мм}$$

(принимая $d'_B = 150 \text{ мм}$),

где $\omega'_B = 2,5 \text{ м/сек}$ — скорость воды в трубке.

Расчет гидравлических сопротивлений
водяной полости

Потеря напора воды на трение в трубках подогревателя

$$\Delta p_{B_1} = \xi_{B_1} \frac{l_v \omega_B^2}{d_{BH} 2g} \gamma_{cp} \cdot 10^{-4} =$$

$$= 0,0193 \frac{8,2 \cdot 2^2}{0,013 \cdot 2 \cdot 9,81} 970,5 \cdot 10^{-4} = 0,245 \text{ кг/см}^2,$$

где $\xi_{B_1} = \frac{0,3164}{4 \sqrt{Re_B}} = \frac{0,3164}{72 600} = 0,0193$ — коэффициент сопротивления трению

при движении воды в трубках;
 $l_v = 8,2 \text{ м}$ — длина пути воды в трубках.

Потеря напора воды на повороты в петлях трубок

$$\Delta p_{B_2} = \frac{z_B}{2} \xi_{B_2} \frac{\omega_B^2}{2g} \gamma_{cp} \cdot 10^{-4} =$$

$$= \frac{4}{2} \cdot 0,5 \frac{2^2}{2 \cdot 9,81} 970,5 \cdot 10^{-4} = 0,0197 \text{ кг/см}^2,$$

где $\xi_{B_2} = 0,5$ — коэффициент сопротивления при повороте воды в петлях трубок.

Потеря напора воды при входе в трубки и при выходе из них

$$\Delta p_{B_3} = \frac{z}{2} \xi_{B_3} \frac{\omega_B^2}{2g} \gamma_{cp} \cdot 10^{-4} =$$

$$= \frac{4}{2} \cdot 1,5 \frac{2^2}{2 \cdot 9,81} 970,5 \cdot 10^{-4} = 0,0592 \text{ кг/см}^2,$$

где $\xi_{B_3} = 1,5$ — коэффициент сопротивления при входе воды в трубки и при выходе из них.

Потеря напора в патрубках входа и выхода воды

$$\Delta p_{B_4} = \xi_{B_4} \frac{\omega_B^2}{2g} \gamma_{cp} \cdot 10^{-4} = 1,5 \frac{2,5^2}{2 \cdot 9,81} 970,5 \cdot 10^{-4} = 0,0464 \text{ кг/см}^2,$$

где $\xi_{B_4} = 1,5$ — коэффициент сопротивления в патрубках входа и выхода воды.

Полная потеря напора воды в подогревателе с учетом загрязнения ($\eta_3 = 1,2$)

$$\Delta p_B = \eta_3 (\Delta p_{B_1} + \Delta p_{B_2} + \Delta p_{B_3} + \Delta p_{B_4}) =$$

$$= 1,2 (0,245 + 0,0197 + 0,0592 + 0,0464) = 0,47 \text{ кг/см}^2.$$

§ 31. РАСЧЕТ ОХЛАДИТЕЛЯ МАСЛА

Кожухотрубный маслоохладитель

Исходные данные

Количество масла, проходящего через маслоохладитель (расход), $G_M = 150 000 \text{ кг/час}$

Температура масла при входе в маслоохладитель (температура горячего масла) $t_{M_1} = 45^\circ \text{C}$

Температура масла при выходе из маслоохладителя (температура охлажденного масла) $t_{M_2} = 35^\circ \text{C}$

Марка охлаждаемого масла Турбинное масло марки 46 (турбинное Т, ГОСТ 32—53)

Количество охлаждающей морской воды, проходящей по трубкам маслоохладителя $G_B = 200 000 \text{ кг/час}$

Температура охлаждающей воды при входе в маслоохладитель $t_{B_1} = 25^\circ \text{C}$

Допустимое гидравлическое сопротивление масляной полости $\Delta p_M = 4 \text{ кг/см}^2$

Допустимое гидравлическое сопротивление полости охлаждающей воды $\Delta p_B = 0,5 \text{ м вод.ст.}$

Тепловой расчет

Средняя температура в маслоохладителе

$$t_M = 0,5 (t_{M_1} + t_{M_2}) = 0,5 (45 + 35) = 40^\circ \text{C}.$$

Физические параметры масла при средней температуре $t_M = 40^\circ \text{C}$ (см. прилож. IV):

теплоемкость масла $c_p = 0,459 \text{ ккал/кг}^\circ \text{C}$;

удельный вес масла $\gamma_M = 882 \text{ кг/м}^3$;

коэффициент кинематической вязкости масла $\nu_M = 75 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{сек.}$

Количество тепла, которое необходимо отвести охлаждающей водой от масла,

$$Q = G_M c_p (t_{M_1} - t_{M_2}) = 150 000 \cdot 0,459 (45 - 35) = 6,89 \cdot 10^6 \text{ ккал/час.}$$

Температура охлаждающей воды при выходе из маслоохладителя

$$t_{B_2} = t_{B_1} + \frac{G_M c_p (t_{M_1} - t_{M_2})}{G_B c_{pB}} = t_{B_1} + \frac{Q}{G_B c_{pB}}.$$

В этом уравнении, кроме температуры охлаждающей воды при выходе из маслоохладителя, неизвестной величиной является и удельная теплоемкость морской воды.

Для решения уравнения задаемся средней температурой заборной воды в теплообменнике t'_B , причем значение этой температуры принимаем заведомо выше действительного значения t_{B_1} , и, пользуясь таблицей (см. прилож. IX) или графической зависимостью (рис. 56), находим теплоемкость заборной воды $c'_{pB} = 0,937 \text{ ккал/кг}^\circ \text{C}$.

После подстановки числовых значений получим

$$t_{B_2} = 25 + \frac{6,89 \cdot 10^6}{0,937 \cdot 200 000} = 28,67^\circ \text{C}.$$

Средняя температура охлаждающей воды

$$t_B = 0,5 (t_{B_1} + t_{B_2}) = 0,5 (25 + 28,67) = 26,8^\circ \text{C}.$$

Если принятое значение t'_B для определения c'_{pB} не совпадает с t_B больше чем на 1,5—2%, задаются новым значением t'_B и решают уравнение во втором приближении, добиваясь совпадения

$$t'_B \approx t_B.$$

В нашем примере $c_{pB} = c'_{pB} = 0,937 \text{ ккал/кг } ^\circ\text{C}$; $t_{B2} = 28,67^\circ\text{C}$ и $t_B = 26,8^\circ\text{C}$.

Физические параметры охлаждающей воды при средней температуре $t_B = 26,8^\circ\text{C}$:

удельный вес $\gamma_B = 1019 \text{ кг/м}^3$;

коэффициент кинематической вязкости $\nu_B = 0,912 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{сек}$;

коэффициент теплопроводности $\lambda_B = 0,5 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час } ^\circ\text{C}$;

критерий Прандтля $Pr = 6,4$.

Средняя логарифмическая разность температур масла и охлаждающей воды в охладителе

$$\Delta t = \frac{(t_{M1} - t_{B2}) - (t_{M2} - t_B)}{2,3 \lg \frac{t_{M1} - t_{B2}}{t_{M2} - t_B}} = \frac{(45 - 28,67) - (35 - 26,8)}{2,3 \lg \frac{45 - 28,67}{35 - 26,8}} = 11,8^\circ\text{C}.$$

Из условий разбивки трубок и расположения перегородок в корпусе принимаем:

количество ходов охлаждающей воды по трубкам охладителя $z_B = 2$;

диаметр охлаждающих трубок $\frac{d_H}{d_{BH}} = \frac{0,016}{0,014}$;

шаг разбивки трубок по треугольнику $s_t = 0,021 \text{ м}$.

Расстояние между крайней трубкой и стенкой корпуса (среднее значение для трубок, расположенных между кромками соседних перегородок)

$$y_0 = 0,0253 \text{ м}.$$

Кратчайшее расстояние между трубками

$$y = s_t - d_H = 0,021 - 0,016 = 0,005 \text{ м}.$$

Количество рядов трубок, расположенных между срезами перегородок,

$$h_0 = 30.$$

Количество зазоров между трубками в рядах, расположенных между кромками перегородок,

$$m = 1330.$$

Внутренний диаметр корпуса охладителя принимаем с учетом зазоров, необходимых для возможности выема трубной батареи,

$$D = 1,050 \text{ м}.$$

Общее количество трубок

$$N = 2040 \text{ шт.}$$

Количество трубок в сегментном вырезе перегородки

$$N_c = 362 \text{ шт.}$$

Центральный угол сегмента, образованный вырезом в перегородке с учетом толщины кольца),

$$\varphi_c = 117,3^\circ.$$

Расстояние между перегородками (принимаем ориентировочно)

$$h_1 = 0,225 \text{ м}.$$

Толщина перегородки (принимаем)

$$\delta = 0,005 \text{ м}.$$

Среднее сечение для прохода масла между перегородками

$$f_1 = \left(2y_0 + \frac{3m}{2h_0} y \right) h_1 = \left(2 \cdot 0,0253 + \frac{3 \cdot 1330}{2 \cdot 30} 0,005 \right) 0,225 = 0,086 \text{ м}^2.$$

Сечение для прохода масла в вырезе перегородки

$$f_2 = \frac{D^2}{8} \left(\frac{\varphi_c \pi}{180} - \sin \varphi_c \right) - 0,785 d_H^2 N_c = \frac{1,05^2}{8} \left(\frac{117,3 \cdot 3,14}{180} - \sin 117,3^\circ \right) - 0,785 \cdot 0,016^2 \cdot 362,5 = 0,087 \text{ м}^2.$$

Целесообразно $f_1 \approx f_2$.

Средняя площадь для прохода масла в маслоохладителе

$$f_M = 0,5 (f_1 + f_2) = 0,5 (0,086 + 0,087) = 0,0865 \text{ м}^2.$$

Средняя скорость масла в корпусе охладителя

$$w_M = \frac{G_M}{3600 f_M \gamma_M} = \frac{150\,000}{3600 \cdot 0,0865 \cdot 882} = 0,548 \text{ м/сек}.$$

Скорость движения охлаждающей воды по трубкам охладителя

$$w_B = \frac{G_B z_B}{2825 d_{BH}^2 N \gamma_B} = \frac{200\,000 \cdot 2}{2825 \cdot 0,014^2 \cdot 2040 \cdot 1019} = 0,348 \text{ м/сек}.$$

Коэффициент теплоотдачи от масла к стенкам трубок

$$\alpha_M = \eta_0 550 \sqrt{\frac{w_M}{s - d_H}} (1 + 0,006 t_M) = 1,25 \cdot 550 \sqrt{\frac{0,548}{21 - 16}} (1 + 0,006 \cdot 40) = 280 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час } ^\circ\text{C}.$$

Критерий Рейнольдса для охлаждающей воды

$$Re_B = \frac{w_B d_{BH}}{\nu_B} = \frac{0,348 \cdot 0,014}{0,916 \cdot 10^{-6}} = 8100.$$

Коэффициент теплоотдачи от воды к стенке трубки при переходном режиме

$$\alpha_B = \eta_1 0,023 \frac{\lambda_B}{d_{BH}} Re_B^{0,8} Pr_B^{0,4} = 0,98 \cdot 0,023 \frac{0,5}{0,014} 8100^{0,8} \cdot 6,4^{0,4} = 2290 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час } ^\circ\text{C}.$$

Коэффициент теплопередачи от масла к охлаждающей воде

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_M} + \frac{d_H - d_{BH}}{2\lambda_T} + \frac{1}{\alpha_B} + \frac{2d_H}{d_H + d_{BH}}} = \frac{1}{\frac{1}{280} + \frac{0,016 - 0,014}{2 \cdot 25} + \frac{1}{2290} + \frac{2 \cdot 0,016}{0,016 + 0,014}} = 246 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot ^\circ\text{С},$$

где $\lambda_T = 25 \text{ ккал/м} \cdot \text{час} \cdot ^\circ\text{С}$ — коэффициент теплопроводности материала трубок (мельхиор) — по табл. 24.

Необходимая поверхность охлаждения маслоохладителя с учетом загрязнения трубок

$$F_H = \frac{Q}{k\Delta t\eta_3} = \frac{6,89 \cdot 10^5}{246 \cdot 11,8 \cdot 0,8} = 298 \text{ м}^2,$$

где $\eta_3 = 0,8$ — коэффициент, учитывающий загрязнение трубок.

Принимаем число отсеков $n = 13$.

Расстояние между трубными досками

$$L = h_1 n + (n - 1) \delta = 0,225 \cdot 13 + (13 - 1) \cdot 0,005 = 3,03 \text{ м}.$$

Фактическая поверхность охлаждения

$$F_F = \pi d_H N L = 3,14 \cdot 0,016 \cdot 2040 \cdot 3,03 = 312 \text{ м}^2.$$

Расчет гидравлических сопротивлений

Гидравлическое сопротивление масляной полости

Минимальная ширина свободного сечения для прохода масла между перегородками (у кромки перегородки)

$$b_{\min} = 0,185 \text{ м}.$$

Соответствующее минимальное сечение для прохода масла у кромки перегородки

$$f'_{\min} = b_{\min} h_1 = 0,185 \cdot 0,225 = 0,0416 \text{ м}^2.$$

Максимальная скорость масла при движении масла в межтрубном пространстве

$$w'_{\max} = \frac{G_M}{3600 f'_{\min} \gamma_M} = \frac{150\,000}{3600 \cdot 0,0416 \cdot 882} = 1,13 \text{ м/сек}.$$

Величина критерия Рейнольдса при потоке масла в межтрубном пространстве

$$Re_1 = \frac{w'_{\max} \gamma_M}{\gamma_M} = \frac{1,13 \cdot 0,005}{75 \cdot 10^{-6}} = 74,6.$$

Потеря напора при движении масла в межтрубном пространстве

$$\Delta p_{M_1} = \xi \frac{w_{\max}^2}{2g} n \gamma_M \cdot 10^{-4} = 48 \frac{1,13^2}{2 \cdot 9,81} 13 \cdot 882 \cdot 10^{-4} = 3,57 \text{ кг/см}^2,$$

где $\xi_0 = \frac{3m}{Re_1^{0,2}} = \frac{3,38}{74,6^{0,2}} = 48$ — коэффициент местного сопротивления при

поперечном омывании трубок;

$m = 38$ — количество рядов трубок, пересекаемых поперечным потоком масла (по центрам тяжести сегментов);

$n = 13$ — количество отсеков в охладителе.

Потеря напора при обтекании маслом перегородок

$$\Delta p_{M_2} = \xi_1 \frac{w_{\max}^2}{2g} (n - 1) \gamma_M \cdot 10^{-4} =$$

$$= 1,5 \frac{1,13^2}{2 \cdot 9,81} (13 - 1) 882 \cdot 10^{-4} = 0,104 \text{ кг/см}^2,$$

где $\xi_1 = 1,5$ — коэффициент сопротивлений при обтекании маслом перегородки.

Скорость масла над перегородками

$$w_{M_2} = \frac{G_M}{3600 f_2 \gamma_M} = \frac{150\,000}{3600 \cdot 0,087 \cdot 882} = 0,543 \text{ м/сек}.$$

Потеря напора при потоке масла над перегородками

$$\Delta p_{M_3} = \lambda_{\text{тр}} \frac{L}{d_3} \frac{w_{M_2}^2}{2g} \gamma_M \cdot 10^{-4} =$$

$$= 0,17 \frac{3,03}{0,018} \cdot \frac{0,543^2}{2 \cdot 9,81} 882 \cdot 10^{-4} = 0,038 \text{ кг/см}^2,$$

где $d_3 = \frac{4f_2}{\pi \left(d_H N_c + \frac{D_{\text{ср}}}{360} \right)} = \frac{4 \cdot 0,087}{3,14 \left(0,016 \cdot 362 + \frac{1,05 \cdot 117,3}{360} \right)} = 0,018 \text{ м} \rightarrow \text{эк-}$

вивалентный диаметр сечения при проходе масла над перегородками в корпусе;

$$Re_2 = \frac{w_{M_2} d_3}{\gamma_B} = \frac{0,543 \cdot 0,018}{75 \cdot 10^{-6}} = 129 \text{ — критерий Рейнольдса при проходе}$$

масла над перегородками;

$$\lambda_{\text{тр}} = 0,02 + \frac{1,7}{Re_2^{0,5}} = 0,02 + \frac{1,7}{129^{0,5}} = 0,17 \text{ — коэффициент трения при}$$

протекании масла над перегородками.

Диаметр отверстия в патрубках входа и выхода масла принимаем

$$d_M = 0,2 \text{ м}.$$

Скорость масла в патрубках входа и выхода

$$w_{M_1} = \frac{G_M}{2825 d_M^2 \gamma_M} = \frac{150\,000}{2825 \cdot 0,2^2 \cdot 882} = 1,5 \text{ м/сек}$$

(принята по средней температуре масла).

Потеря напора в патрубках входа и выхода масла

$$\Delta p_{m_1} = 2\xi_2 \frac{w_{m_1}^2}{2g} \gamma_m \cdot 10^{-4} = 2 \cdot 1,5 \frac{1,5^2}{2 \cdot 9,81} 882 \cdot 10^{-4} = 0,03 \text{ кг/см}^2,$$

где $\xi_2 = 1,5$ — коэффициент местного сопротивления для входной и выходной камер.

Потеря напора на вход в междутрубное пространство и выход из него

$$\begin{aligned} \Delta p_{m_5} &= (\xi_3 + \xi_4) \frac{w_{\text{макс}}^2}{2g} \gamma_m \cdot 10^{-4} = \\ &= (1,5 + 1) \frac{1,13^2}{2 \cdot 9,81} 882 \cdot 10^{-4} = 0,0141 \text{ кг/см}^2, \end{aligned}$$

где $\xi_3 = 1,5$; $\xi_4 = 1,0$ — коэффициент местных сопротивлений при входе в междутрубное пространство и выходе из него.

Примем коэффициент, учитывающий возможность загрязнения поверхности трубок, $\eta_3 = 1,1$. Тогда общее сопротивление масляной полости охладителя

$$\Delta p_m = \eta_3 \sum \Delta p_{m_{1-5}} = 1,1 (3,54 + 0,102 + 0,038 + 0,03 + 0,0141) = 3,73 \text{ кг/см}^2.$$

Гидравлическое сопротивление полости охлаждающей воды

Полная длина трубки одного хода охлаждающей воды

$$L_{\text{п}} = L + 2s_{\text{тр}} = 3,11 \text{ м},$$

где $s_{\text{тр}} = 0,040 \text{ м}$ — предварительная толщина трубной доски (уточняется при расчете на прочность).

Коэффициент сопротивления трения для охлаждающей воды

$$\lambda = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{\text{Re}_w}} = \frac{0,3164}{8100} = 0,03.$$

Потери напора на трение при движении воды по трубкам

$$\begin{aligned} \Delta p_{w_1} &= \lambda \frac{L_{\text{п}}}{d_{\text{вн}}} \frac{w_w^2}{2g} z_w \gamma_w \cdot 10^{-4} = \\ &= 0,03 \frac{3,11}{0,014} \cdot \frac{0,348^2}{2 \cdot 9,81} 2 \cdot 1021,5 \cdot 10^{-4} = 0,0084 \text{ кг/см}^2. \end{aligned}$$

Местные сопротивления при входе воды в трубки и выходе из них

$$\begin{aligned} \Delta p_{w_2} &= 2z_w \xi_1 \frac{w_w^2}{2g} \gamma_w \cdot 10^{-4} = \\ &= 2 \cdot 2 \cdot 1 \frac{0,348^2}{2 \cdot 9,81} 1021,5 \cdot 10^{-4} = 0,00254 \text{ кг/см}^2, \end{aligned}$$

где $\xi_1 = 1,0$ — коэффициент местного сопротивления при входе в трубное пространство и выходе из него (см. стр. 119).

Потери напора при повороте охлаждающей воды между ходами в крышке охладителя

$$\Delta p_{w_3} = \xi_2 \frac{w_w^2}{2g} \gamma_w \cdot 10^{-4} = 2,5 \frac{0,348^2}{2 \cdot 9,81} 1021,5 \cdot 10^{-4} = 0,00162 \text{ кг/см}^2,$$

где $\xi_2 = 2,5$ — коэффициент местного сопротивления при повороте на 180° между ходами.

Диаметр отверстия в патрубках входа и выхода охлаждающей воды

$$d_{\text{вп}} = 0,25 \text{ м}.$$

Скорость охлаждающей воды в патрубках входа и выхода

$$w_{\text{вп}} = \frac{G_w}{2825 d_{\text{вп}}^2 \gamma_w} = \frac{200\,000}{2825 \cdot 0,25^2 \cdot 1021,5} = 1,11 \text{ м/сек}.$$

Потери напора в патрубках входа и выхода охлаждающей воды

$$\Delta p_{w_4} = 2\xi_3 \frac{w_{\text{вп}}^2}{2g} \gamma_w \cdot 10^{-4} = 2 \cdot 1,5 \frac{1,11^2}{2 \cdot 9,81} 1021,5 \cdot 10^{-4} = 0,0194 \text{ кг/см}^2,$$

где $\xi_3 = 1,5$ — коэффициент местного сопротивления для входной и выходной камер (см. стр. 119).

Общее сопротивление полости охлаждающей воды

$$\begin{aligned} \Delta p'_w &= \eta_3 \sum \Delta p_{w_{1-4}} = 1,1 (0,0084 + 0,00254 + 0,00162 + \\ &+ 0,0194) = 0,032 \text{ кг/см}^2 = 0,32 \text{ м·вод·ст}. \end{aligned}$$

Расчет пластинчатого маслоохладителя

Исходные данные

Марка охлаждаемого масла — турбинное 46

Температура масла на входе $t'_1 = 70^\circ \text{C}$

Температура масла на выходе $t''_1 = 59^\circ \text{C}$

Удельный вес масла $\gamma_1 = 867 \text{ кг/м}^3$

Коэффициент кинематической вязкости $\nu_1 = 24,5 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{сек}$

Коэффициент теплопроводности масла $\lambda_1 = 0,1085 \text{ ккал/м·час}^\circ \text{C}$

Удельная теплоемкость масла $c_1 = 0,48 \text{ ккал/кг}^\circ \text{C}$

Эквивалентный диаметр канала $d_s = 0,0059 \text{ м}$

Длина потока в канале $L_{\text{п}} = 0,8 \text{ м}$

Поверхность теплообмена пластины $F_1 = 0,2 \text{ м}^2$

Допустимые потери напора в масляной полости $\Delta p_1 = 0,5 \text{ кг/см}^2$

Расход масла $v_1 = 40 \text{ м}^3/\text{час}$

Температура охлаждающей воды (морской) на входе $t'_2 = 25^\circ \text{C}$

Температура охлаждающей воды на выходе $t''_2 = 29,8^\circ \text{C}$

Удельный вес воды $\gamma_2 = 1019 \text{ кг/м}^3$

Коэффициент кинематической вязкости $\nu_2 = 0,867 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{сек}$

Коэффициент теплопроводности $\lambda_2 = 0,492 \text{ ккал/кг}^\circ \text{C}$

Удельная теплоемкость воды $c_2 = 0,937 \text{ ккал/кг}^\circ \text{C}$

Площадь поперечного потока в одном канале $f_1 = 0,00075 \text{ м}^2$

Пластины с гофрами «елка».

Тепловой расчет

Средний температурный напор

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{(t'_1 - t'_2) + (t''_1 - t''_2)}{2} = \frac{(70 - 29,8) + (59 - 25)}{2} = 37^\circ \text{C}.$$

Количество передаваемого тепла

$$Q = v_1 c_1 \gamma_1 (t'_1 - t''_1) = 40 \cdot 0,48 \cdot 867 \cdot 11 = 183\,000 \text{ ккал/час}.$$

Расход охлаждающей воды

$$v_2 = \frac{Q}{\gamma_2 c_2 (t'_2 - t''_2)} = \frac{183\,000}{1019 \cdot 0,937 \cdot 4,8} = 40 \text{ м}^3/\text{час}.$$

Скорость потока масла

$$w_1 = \sqrt{\frac{g k \Delta t_{\text{ср}} \Delta p_1}{450 \gamma_1^2 c_1 (t'_1 - t''_1)}} = \sqrt{\frac{9,81 \cdot 500 \cdot 37 \cdot 5000}{450 \cdot 867^2 \cdot 0,937 \cdot 11 \cdot 1,5}} = 0,543 \text{ м/сек}$$

(принимая $w_1 = 0,5 \text{ м/сек}$), где $k = 500 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot ^\circ\text{C}$ (принимается предварительно).

Критерий Рейнольдса

$$\text{Re}_1 = \frac{w_1 d_9}{\nu_1} = \frac{0,5 \cdot 0,0059}{24,5 \cdot 10^{-6}} = 120; \quad \text{Re}_1^{0,73} = 3295.$$

Критерий Прандтля

$$\text{Pr}_1 = \frac{3600 \gamma_1 c_1}{\lambda_1} = \frac{3600 \cdot 24,5 \cdot 10^{-6} \cdot 867 \cdot 0,48}{0,1085} = 33,8; \quad \text{Pr}_1^{0,43} = 12,2.$$

Коэффициент теплоотдачи со стороны масла

$$\alpha_1 = \frac{\lambda_1}{d_9} \text{Nu} = \frac{\lambda_1}{d_9} 0,096 \text{Re}_1^{0,73} \text{Pr}_1^{0,43} \left(\frac{\text{Pr}_{\text{ж.т.}}}{\text{Pr}_{\text{ст}}} \right)^{0,25} = \frac{0,1085}{0,0059} 0,096 \cdot 32,95 \cdot 12,2 \cdot 0,95 = 672 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot ^\circ\text{C}.$$

Площадь поперечного сечения для потока воды

$$f_{\text{п}} = \frac{v_1}{3600 w_1} = \frac{40}{3600 \cdot 0,5} = 0,0222 \text{ м}^2.$$

Скорость движения охлаждающей воды

$$w_2 = \frac{v_2}{3600 f_{\text{п}}} = \frac{40}{3600 \cdot 0,0222} = 0,5 \text{ м/сек}.$$

Критерий Рейнольдса

$$\text{Re}_2 = \frac{w_2 d_9}{\nu_2} = \frac{0,5 \cdot 0,0059}{0,867 \cdot 10^{-6}} = 3410.$$

Критерий Прандтля

$$\text{Pr}_2 = \frac{3600 \gamma_2 c_2}{\lambda_2} = \frac{3600 \cdot 0,867 \cdot 10^{-6} \cdot 1019 \cdot 0,937}{0,492} = 6,06; \quad \text{Pr}_2^{0,43} = 2,17.$$

Коэффициент теплоотдачи со стороны воды

$$\alpha_2 = \frac{\lambda_2}{d_9} \text{Nu}_2 = \frac{\lambda_2}{d_9} 0,096 \text{Re}_2^{0,73} \text{Pr}_2^{0,43} \left(\frac{\text{Pr}_2}{\text{Pr}_{\text{ст}}} \right)^{0,25} = \frac{0,492}{0,0059} 0,096 \cdot 379,2 \cdot 2,17 \cdot 1,05 = 6920 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot ^\circ\text{C}.$$

Коэффициент теплопередачи

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{672} + 0,00025 + 0,00004 + 0,00015 + \frac{1}{6920}} = 490 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot ^\circ\text{C}.$$

Необходимая поверхность теплообмена

$$F_a = \frac{Q}{k \Delta t_{\text{ср}}} = \frac{183\,000}{490 \cdot 37} = 10,1 \text{ м}^2.$$

Принимаем $F_a = 10 \text{ м}^2$.

Компоновочный расчет

Количество каналов

$$m = \frac{f_{\text{п}}}{f_1} = \frac{0,0225}{0,00075} = 30 \text{ шт.}$$

Число пластин в пакете

$$n_1 = 2m + 1 = 2 \cdot 25 + 1 = 50 \text{ шт.} + 1 = 51 \text{ шт.}$$

Поверхность теплообмена одного пакета

$$F_{\text{п}} = F_1 n_1 = 0,2 \cdot 50 = 10 \text{ м}^2.$$

Число пакетов в аппарате

$$x = \frac{F_a}{F_{\text{п}}} = \frac{10}{10} = 1 \text{ шт.}$$

Гидравлический расчет

Фактическая скорость движения теплоносителей

$$w_1 = \frac{v_1}{3600 f_{\text{п}}} = \frac{40}{3600 \cdot 0,01875} = 0,59 \text{ м/сек};$$

$$w_2 = \frac{v_2}{3600 f_{\text{п}}} = \frac{40}{3600 \cdot 0,01875} = 0,59 \text{ м/сек}.$$

Критерий Рейнольдса

$$Re_1 = \frac{w_1 d_9}{\nu_1} = \frac{0,59 \cdot 0,0059}{24,5 \cdot 10^{-6}} = 142;$$

$$Re_2 = \frac{w_2 d_9}{\nu_2} = \frac{0,59 \cdot 0,0059}{0,867 \cdot 10^{-6}} = 4020.$$

Коэффициент сопротивлений пакета со стороны масла и воды

$$\xi_1 = \frac{A}{Re_1^{0,25}} = \frac{11,2}{3,4} = 3,3,$$

$$\xi_2 = \frac{A}{Re_2^{0,25}} = \frac{11,2}{7,96} = 1,41,$$

где A — коэффициент, зависящий от конструкции каналов (получен опытным путем).

Общее гидравлическое сопротивление

$$\Delta p_1 = \frac{\xi_1 L_{\Pi} \gamma w_1^2 x}{d_9 2g} = \frac{3,3 \cdot 0,8 \cdot 867 \cdot 0,59^2 \cdot 1}{0,0059 \cdot 2 \cdot 9,81} = 6850 \text{ кг/м}^2 = 0,685 \text{ кг/см}^2.$$

$$\Delta p_2 = \frac{\xi_2 L_{\Pi} \gamma w_2^2 x}{d_9 2g} = \frac{1,41 \cdot 0,8 \cdot 1019 \cdot 0,59^2 \cdot 1}{0,0059 \cdot 2 \cdot 9,81} = 345 \text{ кг/м}^2 = 0,0345 \text{ кг/см}^2.$$

§ 32. РАСЧЕТ ПОДОГРЕВАТЕЛЯ ТОПЛИВА

Исходные данные

Количество подогреваемого топлива $G_T = 20\,000 \text{ кг/час}$

Температура топлива при входе в подогреватель $t_{T1} = 20^\circ \text{С}$

Род топлива Мазут флотской марки Ф20 (ГОСТ 1626—57)

Давление греющего пара $p_{\Pi} = 29 \text{ атм}$

Допускаемое максимальное гидравлическое сопротивление потоку мазута $\Delta p_T = 5,0 \text{ кг/см}^2$.

Тепловой расчет

Принимаем.

Тип подогревателя кожухотрубный с U-образными трубками

$$\frac{d_{\Pi}}{d_{\text{вн}}} = \frac{0,017}{0,013}.$$

Схема потока — мазут внутри трубок, пар в межтрубном пространстве.

Принимаем необходимую температуру топлива при выходе из подогревателя

$$t_{T2} = 90^\circ \text{С}.$$

Средняя температура топлива в подогревателе

$$t_T = 0,5 (t_{T1} + t_{T2}) = 0,5 (20 + 90) = 55^\circ \text{С}.$$

Теплофизические параметры топлива при средней температуре принимаем по таблице (см. прилож. VII):

удельный вес топлива $\gamma_T = 921,7 \text{ кг/м}^3$;

средняя теплоемкость $c_p = 0,461 \text{ ккал/кг}^\circ \text{С}$;

коэффициент кинематической вязкости $\nu = 98 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{сек}$;

вязкость в условных единицах 13,4 ВУ.

Количество тепла, необходимое для подогрева топлива до заданной температуры,

$$Q = G_T c_p (t_{T2} - t_{T1}) = 20\,000 \cdot 0,461 (90 - 20) = 645\,000 \text{ ккал/час}^\circ \text{С}.$$

Параметры греющего насыщенного пара при давлении $p = 29 \text{ атм}$:

температура греющего пара $t_{\Pi} = 230,89^\circ \text{С}$;

удельный объем насыщенного пара $v_{\Pi} = 0,07032 \text{ м}^3/\text{кг}$;

скрытая теплота парообразования $r = 432 \text{ ккал/кг}$;

коэффициент, учитывающий тепловые потери в окружающую среду,

$\eta = 0,98$. Расход пара для подогрева мазута

$$G_{\Pi} = \frac{Q}{r \eta} = \frac{645\,000}{432 \cdot 0,98} = 1510 \text{ кг/час}.$$

Средняя логарифмическая разность температур в подогревателе

$$\Delta t = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_m}{2,3 \lg \frac{\Delta t_6}{\Delta t_m}} = \frac{210,89 - 140,89}{2,3 \lg \frac{210,89}{140,89}} = 173^\circ \text{С},$$

где $\Delta t_6 = t_{\Pi} - t_{T1} = 230,89 - 20 = 210,89^\circ \text{С}$;

$\Delta t_m = t_{\Pi} - t_{T2} = 230,89 - 90 = 140,89^\circ \text{С}.$

Расчет гидравлического сопротивления

Учитывая, что значение гидравлического сопротивления выше заданного допустить нельзя, произведем предварительную оценку сопротивления аппарата. Для этого задаемся ориентировочной длиной аппарата, точнее предварительной длиной трубной батареи $l_{\text{пр}} \approx 2,5 \text{ м}$.

При скорости мазута около 1 м/сек и средней температуре $t_T = 55^\circ \text{С}$ удельное сопротивление в стальных трубках с ретардерами

$$\Delta_1 = c_1 c_2 \Delta p_1' = 1,12 \cdot 3,4 \cdot 0,075 = 0,286 \text{ кг/см}^2 \cdot \text{м}.$$

Следовательно, на пути мазута, равном 1 м , потеря давления составляет $0,286 \text{ кг/см}^2$.

Допустимая суммарная длина пути мазута при заданном Δp_T

$$l_m = \frac{0,7 \Delta p_T}{\Delta p_1} = \frac{0,7 \cdot 4,0}{0,286} \approx 10 \text{ м}.$$

Таким образом, можно принять при длине трубной батареи $l_{\text{пр}} \approx 2,5 \text{ м}$ четыре хода мазута по трубкам подогревателя.

После предварительной оценки можно принять количество ходов потока мазута в подогревателе $z_T = 4$.

Количество трубок должно обеспечивать необходимую скорость мазута $w_T = 1 \text{ м/сек}$ в трубках подогревателя.

Площадь для прохода мазута в одной трубке с учетом ретардера

$$f' = 0,785 d_{\text{вн}}^2 - \delta_p d_{\text{вн}} = 0,785 \cdot 0,013^2 - 0,001 \cdot 0,013 = 0,00012 \text{ м}^2,$$

где $\delta_p = 0,001 \text{ м}$ — толщина ретардера.

Число трубок в одном ходу

$$n = \frac{G_T}{3600 f' \gamma_T w_T} = \frac{20\,000}{3600 \cdot 0,00012 \cdot 921,7 \cdot 1} = 50.$$

Коэффициент теплопередачи от пара к топливу

$$k = \varepsilon_1 \varepsilon_2 k_0 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot ^\circ\text{C}.$$

В нашем примере коэффициент, учитывающий марку топлива (для мазута Ф20 при $t_T = 55^\circ\text{C}$), определим по графику (рис. 58)

$$\varepsilon_1 = 0,93;$$

коэффициент, учитывающий влияние ретардеров, определим по графику (рис. 59)

$$\text{при } t_T = 55^\circ\text{C} \text{ и } w_T = 1 \text{ м/сек } \varepsilon_2 = 1,44;$$

коэффициент k_0 в зависимости от скорости и средней температуры топлива определим по графику (рис. 60)

$$k_0 = 162 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot ^\circ\text{C}.$$

Таким образом, коэффициент теплопередачи от пара к топливу без учета загрязнения трубок

$$k = \varepsilon_1 \varepsilon_2 k_0 = 0,93 \cdot 1,44 \cdot 162 = 217 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot ^\circ\text{C}.$$

Необходимая поверхность нагрева с учетом загрязнения

$$F_H = \frac{Q}{\Delta t k \eta_3} = \frac{645000}{173 \cdot 217 \cdot 0,7} = 24,6 \text{ м}^2,$$

где $\eta_3 = 0,7$ — коэффициент, учитывающий возможность загрязнения трубок.

Принимаем фактическую поверхность нагрева

$$F_\Phi = 25 \text{ м}^2.$$

Средняя длина трубки одного хода (половина U-образной трубки)

$$l_0 = \frac{F_\Phi}{\pi d_H n z_T} = \frac{25}{3,14 \cdot 0,016 \cdot 45 \cdot 4} = 2,77 \text{ м}.$$

Гидравлическое сопротивление потоку мазута в трубках подогревателя на 1 пог. м пути для скорости 1 м/сек и средней температуре 55°C

$$\Delta p_1 = 0,286 \text{ кг/см}^2 \cdot \text{м}.$$

Полный путь топлива по трубкам подогревателя

$$l = l_0 z_T + s_{\text{тр}} z_T = z_T (l_0 + s_{\text{тр}}) = 4 (2,77 + 0,03) = 11,2 \text{ м},$$

где $s_{\text{тр}} = 0,03 \text{ м}$ — предварительно принятая толщина трубной доски. Общее сопротивление топливной полости подогревателя

$$\Delta p_T = \varphi \Delta p_1 l = 1,4 \cdot 0,286 \cdot 11,2 = 4,46 \text{ кг/см}^2,$$

где $\varphi = 1,4$ — коэффициент, учитывающий загрязнение трубок и ретардеров подогревателя.

Допускаемая скорость пара в патрубках

$$v_n \approx 40 \text{ м/сек}.$$

Минимально допустимый диаметр отверстия патрубка

$$D'_n = \sqrt{\frac{G_n v_n}{2825 w_n}} = \sqrt{\frac{1360 \cdot 0,7032}{2825 \cdot 40}} \approx 0,029 \text{ м}.$$

Принимаем $D_n = 0,032 \text{ м}.$

Скорость пара в патрубке входа пара

$$w_n = \frac{G_n v_n}{2825 D_n^2} = \frac{1360 \cdot 0,7032}{2825 \cdot 0,032^2} = 33,0 \text{ м/сек}.$$

Внутренний диаметр штуцера выхода конденсата принимаем

$$D_k = 0,025 \text{ м}.$$

Скорость конденсата в штуцере

$$w_k = \frac{G_n}{2825 D_k^2 \gamma_k} = \frac{1360}{2825 \cdot 0,025^2 \cdot 840} = 0,924 \text{ м/сек},$$

где $\gamma_k = 840 \text{ кг/м}^3$ — удельный вес конденсата при $p_n = 29 \text{ атм}.$

Диаметр отверстия патрубков для входа и выхода мазута

$$D_T = 0,080 \text{ м}.$$

Удельный вес жидкого топлива при $t_{n_1} = 20^\circ\text{C}$ (температура входа мазута в подогреватель)

$$\gamma_{T_1} = 942 \text{ кг/м}^3.$$

Удельный вес мазута при $t_{T_2} = 90^\circ\text{C}$ (температура выхода мазута из подогревателя) $\gamma_{T_2} = 901,4 \text{ кг/м}^3$ (см. прилож. VII).

Скорость мазута в патрубке входа

$$w_{T_1} = \frac{G_T}{2825 D_{T_1}^2 \gamma_{T_1}} = \frac{20000}{2825 \cdot 0,08^2 \cdot 942} = 1,16 \text{ м/сек}.$$

Скорость мазута в выходном патрубке

$$w_{T_2} = \frac{G_T}{2825 D_{T_2}^2 \gamma_{T_2}} = \frac{20000}{2825 \cdot 0,08^2 \cdot 901,4} = 1,21 \text{ м/сек}.$$

§ 33. РАСЧЕТ ПОДОГРЕВАТЕЛЯ МАСЛА

Исходные данные

Количество подогреваемого масла $G_M = 20000 \text{ кг/час}$

Температура масла на входе в подогреватель $t_{M_1} = 10^\circ\text{C}$

Температура масла на выходе из подогревателя $t_{M_2} = 50^\circ\text{C}$

Марка масла — стандартное турбинное марки 30 (турбинное УТ) по ГОСТ 32—53

Давление греющего пара $p_n = 25 \text{ атм}.$

Допускаемое гидравлическое сопротивление потоку масла в подогревателе $\Delta p_M = 3,5 \text{ кг/см}^2.$

Тепловой расчет

Подогреватель с U-образными трубками диаметром $\frac{d_n}{d_{вн}} = \frac{0,010}{0,008}$ м.

Масло — внутри трубок, греющий пар — в межтрубном пространстве корпуса.

Средняя температура масла в подогревателе

$$t_M = 0,5 (t_{M_1} + t_{M_2}) = 0,5 (10 + 50) = 30^\circ\text{C}.$$

Физические характеристики масла при t_M (см. прилож. IV):
удельная теплоемкость $c_p = 0,447 \text{ ккал/кг} \cdot ^\circ\text{C};$
удельный вес $\gamma_M = 893 \text{ кг/м}^3.$

Параметры греющего пара на линии насыщения:
температура $t_{\text{п}} = 222,9^\circ \text{C}$;
теплота парообразования $r_{\text{п}} = 440,7 \text{ ккал/кг}$;
удельный объем $v_{\text{п}} = 0,0815 \text{ м}^3/\text{кг}$.

Количество тепла, необходимое для подогрева масла до заданной температуры

$$Q = G_{\text{м}} c_p (t_{\text{м}_2} - t_{\text{м}_1}) = 20\,000 \cdot 0,447 (50 - 10) = 368\,000 \text{ ккал/час.}$$

Средняя логарифмическая разность температур масла и греющего пара в подогревателе

$$\Delta t = \frac{t_{\text{м}_2} - t_{\text{м}_1}}{2,3 \lg \frac{t_{\text{п}} - t_{\text{м}_1}}{t_{\text{п}} - t_{\text{м}_2}}} = \frac{50 - 10}{2,3 \lg \frac{222,9 - 10}{222,9 - 50}} = 193^\circ \text{C}.$$

Зададимся скоростью масла в трубках $w'_{\text{м}} = 1 \text{ м/сек.}$

Определяем необходимое количество трубок для обеспечения данной скорости масла в одноходовом подогревателе

$$n' = \frac{G_{\text{м}}}{2825 d_{\text{вн}}^2 w'_{\text{м}} \gamma_{\text{м}}} = \frac{20\,000}{2825 \cdot 0,008^2 \cdot 1 \cdot 893} = 124 \text{ шт.}$$

Примем $n = 120$ шт., тогда скорость масла в трубках будет

$$w_{\text{м}} = \frac{G_{\text{м}}}{2825 d_{\text{вн}}^2 n \gamma_{\text{м}}} = \frac{20\,000}{2825 \cdot 0,008^2 \cdot 120 \cdot 893} = 1,03 \text{ м/сек.}$$

По графику (рис. 66) определим значение коэффициента теплопередачи k от пара к маслу при $t_{\text{м}} = 30^\circ \text{C}$ и $w_{\text{м}} = 1,03 \text{ м/сек}$

$$k = 130 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot ^\circ \text{C}.$$

Величина поверхности теплообмена масла с учетом возможности загрязнения ($\eta_{\text{з}} = 0,8$)

$$F_{\text{н}} = \frac{Q}{k \Delta t \eta_{\text{з}}} = \frac{368\,000}{130 \cdot 193 \cdot 0,8} = 18,3 \text{ м}^2.$$

Принимаем фактическую поверхность нагрева

$$F_{\text{ф}} = 18,3 \text{ м}^2.$$

Для компоновки пучка примем число ходов масла по трубкам подогревателя $z_{\text{м}} = 4$.

Средняя длина трубки одного хода

$$l_1 = \frac{F_{\text{ф}}}{\pi d_{\text{н}} n z_{\text{м}}} = \frac{18,3}{3,14 \cdot 1,01 \cdot 90 \cdot 4} = 1,6 \text{ м.}$$

Расход пара на подогрев масла с учетом потери тепла в окружающую среду составит

$$G_{\text{п}} = \frac{Q}{r_{\text{п}}} \eta_{\text{п}} = \frac{368\,000}{440,7} = 880 \text{ кг/час,}$$

где $\eta_{\text{п}} = 1,05$ — коэффициент, учитывающий потери тепла в окружающую среду (при наличии изоляции).

Принимаем:

диаметр патрубков входа и выхода масла $d_{\text{м}} = 0,08 \text{ м}$;
диаметр патрубка входа греющего пара $d_{\text{п}} = 0,025 \text{ м}$;
диаметр патрубка слива конденсата $d_{\text{к}} = 0,015 \text{ м}$;
скорость масла в патрубках входа и выхода масла

$$w_{\text{мп}} = \frac{G_{\text{м}}}{2825 d_{\text{м}}^2 \gamma_{\text{м}}} = \frac{20\,000}{2825 \cdot 0,08^2 \cdot 893} = 1,23 \text{ м/сек;}$$

скорость пара в патрубке выхода

$$w_{\text{пп}} = \frac{G_{\text{п}} v_{\text{п}}}{2825 d_{\text{п}}^2} = \frac{880 \cdot 0,0815}{2825 \cdot 0,025^2} = 40,5 \text{ м/сек;}$$

скорость конденсата в сливном патрубке выхода

$$w_{\text{кп}} = \frac{G_{\text{п}}}{2825 d_{\text{к}}^2 \gamma_{\text{к}}} = \frac{880}{2825 \cdot 0,015^2 \cdot 1000} = 1,38 \text{ м/сек,}$$

где $\gamma_{\text{к}} = 1000 \text{ кг/м}^3$ — удельный вес конденсата.

Конструктивные характеристики трубного пучка: шаг между трубками $s_t = 0,0135 \text{ м}$, число отверстий под трубки в трубной доске $N_0 = z_{\text{м}} n = 4 \cdot 90 = 360$ шт., внутренний диаметр корпуса $D_{\text{в}} = 0,350 \text{ м}$.

Расчет гидравлических сопротивлений

Удельное гидравлическое сопротивление движению масла внутри трубок подогревателя на 1 пог. м при $t_{\text{м}} = 30^\circ \text{C}$ и $w_{\text{м}} = 2,94 \text{ м/сек}$ (рис. 66)

$$\Delta p_1 = 0,5 \text{ кг/см}^2 \cdot \text{м.}$$

Средняя длина трубки одного хода с учетом толщины трубной доски

$$L_0 = l_1 + s_{\text{тр}} = 1,19 + 0,04 = 1,23 \text{ м.}$$

Средняя длина пути, проходимая маслом в подогревателе

$$L_{\text{п}} = z_{\text{м}} L_0 = 4 \cdot 1,23 = 4,92 \text{ м.}$$

Полное сопротивление потока масла в подогревателе

$$\Delta p'_{\text{м}} = \frac{\Delta p_1 L_{\text{п}}}{\eta_{\text{з}}} = \frac{0,5 \cdot 4,92}{0,8} = 3,06 \text{ кг/см}^2,$$

где $\eta_{\text{з}} = 0,8$ — коэффициент, учитывающий загрязнение трубок.

§ 34. РАСЧЕТЫ НА ПРОЧНОСТЬ

Расчет толщины цилиндрической обечайки

Исходные данные

Материал обечайки — нержавеющая сталь 0Х18Н10Т. Рабочее давление $p = 10 \text{ кг/см}^2$. Максимальная температура теплоносителя в корпусе 70°C . Внутренний диаметр обечайки $D_{\text{в}} = 400 \text{ мм}$. Толщина стенки обечайки

$$s = \frac{p D_{\text{в}}}{200 \sigma_{\text{доп}} - p} + c = \frac{10 \cdot 400}{200 \cdot 0,8 \cdot 14 - 10} + 1 = 2,85 \text{ мм,}$$

где $\sigma_{\text{доп}} = 14 \text{ кг/см}^2$ — допускаемое напряжение при рабочей температуре (определено для температур $20-250^\circ \text{C}$ по табл. 10);

$c = 1$ — прибавка;

$\varphi = 0,8$ — коэффициент прочности сварного шва (см. стр. 125). Толщину стенки обечайки принимаем $s = 6 \text{ мм}$.

Расчет толщины стенки выпуклого днища (крышки)

Исходные данные

Материал крышки — бронза Бр.АМц9-2л, расчетное давление в крышке $p = 30 \text{ кг/см}^2$, внутренний диаметр крышки $D_B = 400 \text{ мм}$, высота выпуклой части крышки $h_B = 85 \text{ мм}$, диаметр отверстий под патрубки $d = 70 \text{ мм}$.

Толщина стенки крышки

$$s = \frac{p D_B}{400 \sigma_{\text{доп}} - p} \cdot \frac{D_B}{2 h_B} + c = \frac{30 \cdot 400}{400 \cdot 0,8 \cdot 5,7 - 30} \cdot \frac{400}{2 \cdot 85} + 3 = 18,7 \text{ мм},$$

где $\sigma_{\text{доп}} = \frac{\sigma_B}{n} = \frac{40}{7} = 5,7;$

$\sigma_B = 40 \text{ кг/см}^2$ — предел прочности материала (ОН9—245—61);
 $n = 7$ — запас прочности;

$$z = \frac{2}{1,25 \frac{d}{\sqrt{D_B(s-c)}} + 1,5} = \frac{2}{1,25 \frac{70}{\sqrt{400(20-3)}} + 1,5} = 0,8;$$

$s = 20 \text{ мм}$ — толщина крышки (принята предварительно);
 $h_B = 85 \text{ мм}$ — высота выпуклой части крышки;
 $c = 3 \text{ мм}$.

Принимаем $s = 20 \text{ мм}$.

Расчет фланца крышки

Исходные данные

Материал фланца Бр.АМц9-2л

Расчетное давление в крышке $p = 30 \text{ кг/см}^2$

Диаметр опасного сечения фланца $D_f = 43 \text{ см}$

Диаметр середины уплотняющей прокладки $D_{\text{пр}} = 41,5 \text{ см}$; плечо изгиба $a = 2,5 \text{ см}$

Количество болтов во фланцевом соединении $z_6 = 20$ шт.

Толщина круглого литого фланца

$$s = \sqrt{\frac{6 p_0 a z_6}{\pi D_f R_B}} + c = \sqrt{\frac{6 \cdot 3660 \cdot 2,5 \cdot 20}{3,14 \cdot 43 \cdot 571,4}} + 0,3 = 1,5 \text{ см},$$

где $p_0 = \frac{Q}{z_6} = \frac{0,785 k_3 D_{\text{пр}}^2 p}{z_6} = \frac{0,785 \cdot 1,8 \cdot 41,5^2 \cdot 30}{20} = 3660 \text{ кг};$

$k_3 = 1,8$ — коэффициент затяга;

$$R_B = \frac{\sigma_B}{n} = \frac{4000}{7} = 571,4 \text{ кг/см}^2;$$

$\sigma_B = 4000 \text{ кг/см}^2;$

$n = 7$ — запас прочности для литья.

Принимаем $s = 20 \text{ мм}$.

Расчет трубной доски

Исходные данные

Материал трубной доски — латунь ЛО62-1

Радиус окружности расположения болтов $R = 24 \text{ см}$

Диаметр середины уплотняющей прокладки $D_f = 41,5 \text{ см}$

Число трубок $n = 674$

Рабочее давление $p = 30 \text{ кг/см}^2$

Диаметр трубок $d_n = 10 \text{ мм}$

Шаг расположения трубок $t = 13,5 \text{ мм}$

Коэффициент, учитывающий способ закрепления трубной доски $\psi = 0,5$ (см. стр. 141).

Коэффициент ослабления трубной доски

$$\varphi = 1 - 0,905 \frac{d_n^2}{t^2} = 1 - 0,905 \frac{0,01^2}{0,0135^2} = 0,505.$$

Коэффициент, учитывающий изменение удельной нагрузки на трубную доску,

$$\epsilon = 1 - \frac{d_n^2 n}{D_f^2} = 1 - \frac{0,01^2 \cdot 674}{41,5^2} = 0,61.$$

Допускаемое напряжение на изгиб

$$R_{\text{доп}} = \frac{\sigma_B}{n} = \frac{3800}{4} = 950 \text{ кг/см}^2,$$

где $n = 4$ — запас прочности доски.

Толщина трубной доски

$$s = R \sqrt{\frac{\psi \epsilon p}{\varphi R_{\text{доп}}}} + c = 24 \sqrt{\frac{0,5 \cdot 0,61 \cdot 30}{0,505 \cdot 950}} + 0,2 = 3,5 \text{ см},$$

где $c = 0,2 \text{ см}$ — прибавка.

ГЛАВА VII

СПОСОБЫ СНИЖЕНИЯ ВЕСО-ГАБАРИТНЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ СУДОВЫХ ОХЛАДИТЕЛЕЙ И ПОДОГРЕВАТЕЛЕЙ

В условиях непрерывного совершенствования и повышения мощностей судовых энергетических установок большое значение имеет создание малогабаритных и экономичных судовых теплообменных аппаратов.

В некоторых случаях теплообменные аппараты имеют настолько большие размеры, что превышают размеры основного оборудования.

Проблема уменьшения весо-габаритных показателей судовых охладителей и подогревателей решается путем интенсификации теплообмена и совершенствования компоновки аппарата при обеспечении надежности и технологичности конструкции. В связи с этим многие из предложенных конструкций теплообменных аппаратов несмотря на компактность все же не нашли широкого применения.

§ 35. ИСПОЛЬЗОВАНИЕ СПОСОБОВ СНИЖЕНИЯ ВЕСО-ГАБАРИТНЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ

В последнее время при проектировании теплообменных аппаратов применяются следующие основные способы снижения весо-габаритных показателей:

1. Использование развитых поверхностей теплообмена (оребранных трубок, пластинчато-ребристых поверхностей и т. д.). Развитая поверхность теплообмена, как известно, выполняется со стороны теплоносителя с меньшим коэффициентом теплоотдачи.

2. Создание искусственной турбулизации потока.

Отметим, что наибольшее увеличение теплоотдачи с повышением турбулентности потока наблюдается в области меньших чисел Re . Поэтому интенсификация теплоотдачи путем увеличения турбулентности потока (увеличения скорости) в области высоких чисел Re , как правило, не оправдана, так как в этом случае рост гидравлических сопротивлений превышает рост теплоотдачи.

3. Использование поверхностей теплообмена с высокими коэффициентами компактности (круглые трубки малого диаметра, плоские трубки и т. д.).

4. Усовершенствование конструкций теплообменных аппаратов, а также рациональный выбор температур и направления движения теплоносителей.

Создание малогабаритных теплообменных аппаратов достигается сочетанием различных методов.

Оребренная поверхность теплообмена. В последнее время широко применяются трубки с непрерывным внешним спиральным оребрением, которое выполняется путем пластической деформации металла толстостенной трубки заготовки. Такие трубки рациональны, так как в этом случае обеспечивается хороший тепловой контакт между ребром и трубкой, что позволяет устранить контактное термическое сопротивление.

Конструкция трубки может быть такой, что наружный диаметр ребер не выходит за диаметр трубки-заготовки, а концы трубок гладкие или больше диаметра трубки-заготовки.

Оребренные трубки целесообразно применять в случаях, когда коэффициенты теплоотдачи теплоносителей значительно отличаются по величине, например в охладителях и подогревателях вязких жидкостей. Следует различать два типа оребренных трубок: с высокими и низкими ребрами. Трубки с низкими непрерывными спиральными ребрами (обычно высотой до 3,5 мм) целесообразно применять при охлаждении вязких жидкостей водой, поэтому ниже будут рассмотрены именно эти трубки. Низкие ребра получают методом накатки (аналогично накатке резьбы). Трубки с гладкими концами, диаметр которых меньше диаметра оребрения, могут с успехом применяться наряду с гладкими трубками в кожухотрубных теплообменниках без каких-либо изменений в технологии.

Согласно исследованиям [32] коэффициент теплоотдачи при поперечно-продольном обтекании круглых трубок $d_{\text{осн. тр}} = 11,7 \text{ мм}$, $h_{\text{ребра}} = 2,3 \text{ мм}$, шаг между ребрами $t = 1,3 \text{ мм}$, $s/d_{\text{осн. тр}} = 1,45$ в диапазоне чисел $Re = 140 - 800$, $Pr = 260 - 1050$, $Pr/Pr_n = 0,17 - 0,6$ и шахматном расположении трубок можно определить по формуле

$$Nu = 0,145 Re^{0,62} Pr^{0,38} (Pr/Pr_n)^{0,14}. \quad (134)$$

Гидравлическое сопротивление со стороны масла

$$Eu = 1050 Re^{-0,55} (Pr/Pr_n)^{-0,14}.$$

Полученные по формуле (134) результаты согласуются с результатами, полученными для вычисления коэффициента теплоотдачи в межтрубном пространстве теплообменника из низкорезистивных трубок по формуле

$$Nu = 0,155 Re^{0,6} Pr^{0,33} (\mu/\mu_{\text{ст}})^{0,14}.$$

Фенуик и Стотс [27] считают, что кожухотрубные теплообменники с низкорестрированными трубками можно рассчитывать по аналогии с гладкотрубными, а затем на 30% снижать найденное значение коэффициента теплоотдачи и относить его к полной поверхности теплоотдачи с учетом оребрения. К такому же выводу приходят Вильямс и Кац [31]. Для вычисления потери напора при поперечном обтекании трубок с низким поперечным оребрением на участке, ограниченном двумя смежными перегородками, Донохью [30] рекомендует следующие эмпирические зависимости:

в области чисел $Re < 50$ и при $s/d = 1,25$

$$\Delta p_1 = 8,58 \frac{G_{тр} m \mu}{\gamma d_s} \text{ кг/м}^2 \quad (135)$$

Если $s/d = 1,33$, то найденное по уравнению (135) значение Δp_1 следует умножить на поправочный коэффициент 0,75]; в области чисел $Re > 300$ и при $s/d = 1,25$

$$\Delta p_1 = 0,141 \frac{G_{тр}^{1,8} m^{0,2}}{\gamma d_s^{0,2}} \text{ кг/м}^2 \quad (136)$$

Если $s/d = 1,33$, то найденное по уравнению (136) значение Δp_1 следует умножить на поправочный коэффициент 0,95].

В приведенных уравнениях:

$G_{тр}$ — весовая скорость теплоносителя в диаметральной сечении участка теплообменника, ограниченного двумя смежными перегородками, $\text{кг/м}^2 \cdot \text{сек}$;

m — число рядов трубок в направлении потока;

μ — вязкость теплоносителя, пз ;

γ — удельный вес теплоносителя, кг/м^3 ;

d_s — эквивалентный диаметр низкорестрированной трубки, мм ;

s — шаг трубок, мм ;

d — номинальный наружный диаметр трубки, мм .

Потери напора при течении теплоносителя над перегородкой рекомендуется определять по формуле

$$\Delta p_2 = 0,1045 \left(\frac{G_{отв}}{\gamma} \right)^2 \text{ кг/м}^2, \quad (137)$$

где $G_{отв}$ — весовая скорость теплоносителя над перегородкой, $\text{кг/м}^2 \cdot \text{сек}$;

γ — удельный вес теплоносителя, кг/м^3 .

Потери напора, вычисленные по уравнениям (136) и (137), соответствуют одному участку, ограниченному двумя смежными перегородками, и участку над перегородкой. При подсчете потери напора для всего теплообменника следует умножить Δp_1 на число участков, образованных перегородками (которое на единицу больше числа перегородок), а Δp_2 — на число перегородок.

Полная потеря напора в теплообменнике

$$\sum \Delta p_T = \Delta p_1 (n + 1) + \Delta p_2 n \text{ кг/м}^2, \quad (138)$$

где n — число перегородок.

Рекомендуется на 20—25% увеличить найденную потерю напора для учета дополнительных сопротивлений.

Для судовых охладителей и подогревателей, кроме трубок с поперечным оребрением, применяют трубки с продольными ребрами.

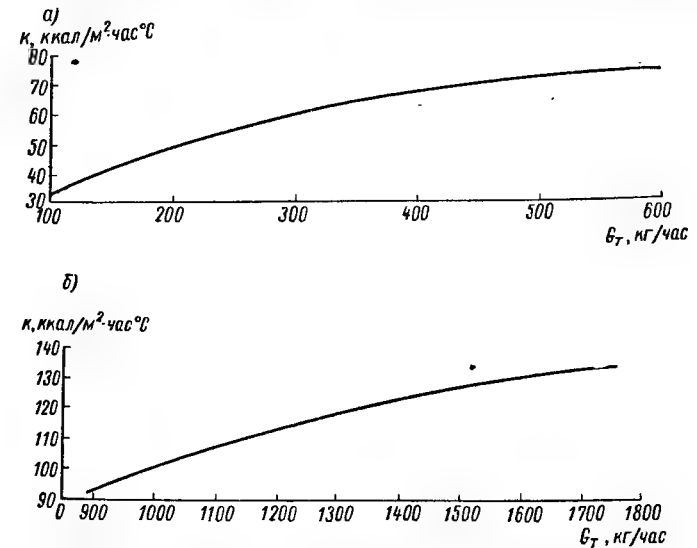


Рис. 75. К определению коэффициента теплопередачи от поверхности трубки с продольными ребрами: а — для мазута М40; б — для мазута М20.

Трубки с продольным оребрением используются в теплообменниках типа «труба в трубе» и в кожухотрубных теплообменниках с U-образными трубками.

Трубки с продольными ребрами, расположенными равномерно по периметру круглой трубы с внешней стороны, применяются в судовых секционных подогревателях топлива. Ребра приваривают на специальных сварочных автоматах.

Для пучка трубок с продольными ребрами, образующими поверхность теплопередачи в кожухотрубном теплообменнике, Девор и Хейнц [29] рекомендуют вычислять коэффициент теплоотдачи по уравнению

$$Nu = 78 \left(Re Pr \frac{D_s}{L} \right)^{1/3} (\mu/\mu_{ст})^{0,14}, \quad (139)$$

а потерю напора

$$\Delta p = 0,00218 \frac{\mu \omega L}{D_s^2} \text{ кг/м}^2, \quad (140)$$

где $D_s = \frac{4F}{s}$ — эквивалентный диаметр пучка, м;

L — длина оребренной части трубки, м;

μ , $\mu_{ст}$ — вязкость среды при средней температуре потока и температуре поверхности, кг/м час;

ω — скорость в свободном сечении, м/сек.

Уравнение (140) применимо в области чисел $Re < 400$.

На рис. 75, а, б приводятся зависимости коэффициентов теплопередачи через трубки с продольным оребрением к топливу. Эти зависимости получены при испытаниях подогревателей нефти типа «труба в трубе» для различных марок мазутов.

Теплообменная поверхность из плоских трубок

Плоские трубки широко применяются в судовых теплообменных аппаратах. По конструкции плоские трубки подразделяются на гладкие, с лунками и решетками. Трубки изготовляют из двух пластин, спаянных между собой. У плоских трубок с лунками на поверхности по всей длине выштампованы лунки диаметром 4 и глубиной 2 мм. Пластины собирают так, чтобы выступы их лунок совпали, в результате чего образуется сложный лабиринт для движения потока теплоносителя.

Размер поперечного сечения трубок $50 \times 4,5$, длина их не ограничивается. Трубки можно выполнять из мельхиора, меди, латуни и других материалов.

Плоские трубки с решетками состоят из двух мельхиоровых гладких пластин, между которыми устанавливается специальная штампованная решетка, выполняющая роль турбулизатора и дополнительного оребрения. Внутренняя решетка придает стенкам плоской трубки дополнительную жесткость.

Поток жидкости в межтрубном пространстве может быть поперечным и продольным. Поперечное обтекание трубок осуществляется путем установки перегородок.

Коэффициент теплоотдачи при турбулентном режиме течения жидкости внутри плоских гладких трубок и продольном внешнем обтекании в диапазоне чисел $Re > 10\,000$ можно определять по формуле (45).

Коэффициент теплоотдачи в межтрубном пространстве при поперечном обтекании плоских трубок согласно исследованиям [13] в диапазоне чисел $Re = (1 - 6) \cdot 10^4$, $s/d = 2,48$ и $s/d = 3,71$ можно определить по формулам:

для шахматного расположения трубок

$$Nu_{ж} = 0,40 Re^{0,59} Pr^{0,35}, \quad (141)$$

для коридорного расположения трубок

$$Nu_{ж} = 0,42 Re^{0,55} Pr^{0,35}. \quad (142)$$

За определяющий размер здесь принята величина, эквивалентная диаметру круглой трубы, сечение которой равно сечению плоской трубы, а за определяющую температуру — температура стенки. Скорость находят по сечению, соответствующему кратчайшему расстоянию между трубками. Гидравлическое сопротивление при потоке жидкости в плоской трубке подсчитывают по формулам для круглой трубки, но за определяющий размер принимают гидравлический диаметр d_s . Гидравлическое сопротивление при внешнем продольном обтекании:

для ламинарного потока

$$\xi_{тр} = \frac{A}{Re_{ж}} (Pr_{ст}/Pr_{ж})^{1/3} \left[1 + 0,22 \left(\frac{Gr_{ж} Pr_{ж}}{Re_{ж}} \right) \right]; \quad (143)$$

для турбулентного потока

$$\xi_{тр} = \frac{0,3164}{Re_{ж}^{0,25}} (Pr_{ст}/Pr_{ж})^{1/3}. \quad (144)$$

Формулы (143) и (144) справедливы для изотермического и неизотермического потоков жидкостей. Направление теплового потока, т. е. нагревание или охлаждение протекающей жидкости, учитывается множителем $(Pr_{ст}/Pr_{ж})^{1/3}$. Значения эквивалентного диаметра и коэффициента A указаны в табл. 20.

По сравнению с применением круглых трубок при использовании плоских гладких трубок при прочих равных условиях можно получить меньшие габариты и веса теплообменных аппаратов.

При плоских трубках с лунками и решетками сокращение весов и габаритов достигается за счет лучшей компоновки аппаратов, а также интенсификации процессов теплоотдачи путем увеличения турбулентности потока.

Коэффициент теплоотдачи внутри плоских трубок с лунками [6] при потоке минеральных масел и длине трубки $L = 350$ мм, ширине $B = 50$ мм, высоте $H = 4,5$ мм в диапазоне чисел $Re = 2 - 300$ и $Pr = 350 - 450$ можно определить по формуле

$$Nu_{ж} = 0,36 Re_{ж}^{0,61} Pr_{ж}^{0,32}. \quad (145)$$

Охлаждающая вода в этом случае протекает между трубками, расположенными на расстоянии 3 мм одна от другой.

Коэффициент теплоотдачи при продольном обтекании водой плоских трубок с лунками в диапазоне чисел $Re = (2,3 - 10) \cdot 10^3$ можно вычислить по эмпирической формуле

$$Nu_{ж} = 0,03 Re_{ж}^{0,94} Pr_{ж}^{0,4}, \quad (146)$$

Теплофизические константы жидкости в формулах (145) и (146) отнесены к среднеарифметической температуре жидкости. Эквивалентный диаметр для потока внутри трубок составляет 0,007 м, для потока между трубок 0,006 м.

Гидравлическое сопротивление потоку жидкости в плоских трубках с лунками можно определить по графику (рис. 76).

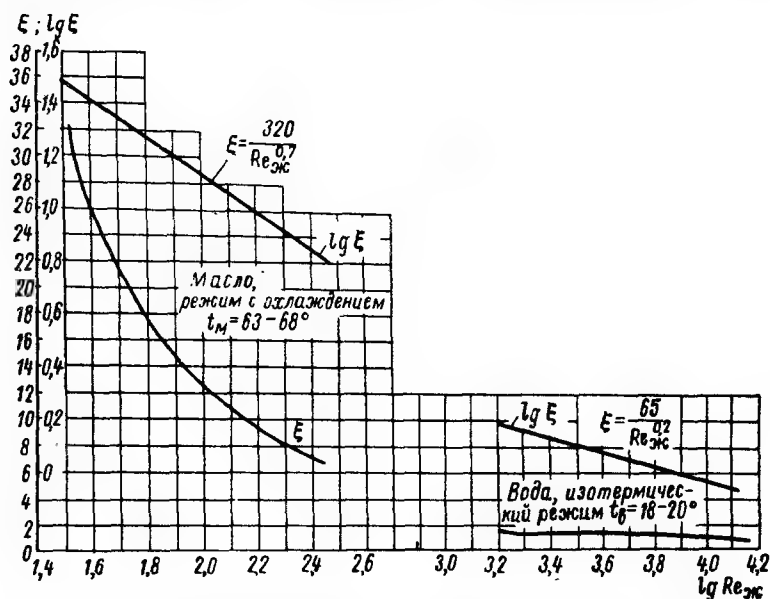


Рис. 76. К определению гидравлического сопротивления при потоке масла в плоских трубках с лунками.

Коэффициент теплоотдачи внутри плоской трубки с решетками в диапазоне чисел $Re = 1 - 80$ при длине трубки $L = 300$ мм можно определить по формуле

$$Nu_{ж} = 0,89 Re_{ж}^{0,45} Pr_{ж}^{0,32}. \quad (147)$$

За определяющий размер для трубки с решетками принимают эквивалентный диаметр $d_s = 6,0$ мм, за определяющую температуру — среднюю температуру жидкости. Теплоотдачу с внешней стороны трубок при продольном обтекании определяют по формуле (45).

При поперечном обтекании для шахматного расположения трубок значение $Nu_{ж}$ определяется по формуле (141), для коридорного расположения трубок — по формуле (142).

Гидравлическое сопротивление при потоке минерального масла и воды по плоским трубкам с решетками можно определять по гра-

фику (рис. 77). Гидравлическое сопротивление с внешней стороны трубок при продольном обтекании определяют по формулам (143) и (144). Увеличивать скорость воды в межтрубном пространстве более 0,3—0,5 м/сек при потоке масла по трубкам нецелесообразно, так как это сопровождается ростом сопротивлений, а коэффициент теплопередачи практически не изменяется.

Пластиначатая поверхность теплообмена. Использование профилированных пластин позволяет получить высокие значения коэффи-

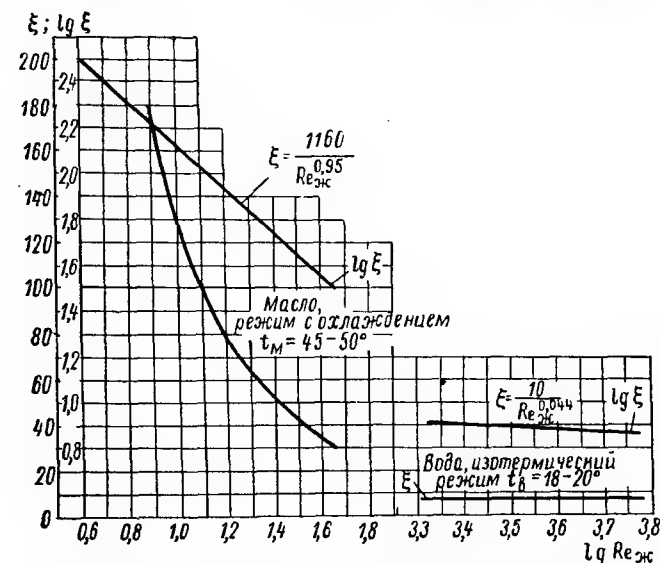


Рис. 77. К определению гидравлического сопротивления при продольном потоке масла в плоских трубках с решетками.

циентов компактности и создать малогабаритные теплообменные аппараты. Поверхность этого типа представляет собой набор фасонных пластин с выштампованными канавками или выступами различной конфигурации. В зависимости от вида теплоносителя и его параметров пластины изготовляют из нержавеющей стали, латуни, мельхиора и других материалов. Полости теплоносителей разделяют пластинами и специальными прокладками, с помощью которых уплотняют стыки между пластинами и изолируют горячий теплоноситель от холодного. При высоких давлениях теплообменивающихся сред для достижения большей прочности пластин торцы их сваривают.

При загрязнении пластинчатые теплообменники легко разбираются для очистки или ремонта. Расстояние между пластинами

обычно 3—5 мм. Для каждого из теплоносителей выбирается своя схема включения каналов с учетом свойств теплоносителя и допустимых затрат мощности на прокачку, причем число теплоносителей может быть больше двух, что в некоторых случаях создает большие удобства.

Сейчас за рубежом изготавливают пластинчатые теплообменники с теплообменной поверхностью до 400 м². Л. М. Коваленко [15] обобщил опытные данные по теплоотдаче и сопротивлению при течении жидкостей в каналах, образованных пластинами с горизонтальными гофрами и гофрами в «елку». Он рекомендует следующие зависимости для расчета теплоотдачи: при $Re \geq 200$

$$Nu = C Re^{0.73} Pr^{0.43} (Pr/Pr_{cr})^{0.25}, \quad (148)$$

где $C = 0,097$ — для пластин с горизонтальными гофрами;

$C = 0,135$ — для пластин с гофрами «в елку».

Для расчета гидравлических сопротивлений

$$Eu = \frac{A}{Re^{0.25}}, \quad (149)$$

где $A = 760$ для пластин с горизонтальными гофрами; $A = 1843$ для пластин с гофрами «в елку».

Для воды рекомендуются следующие значения скорости: для пластин с горизонтальными гофрами (с шагом $l = 22,5$ мм) 0,4 — 0,6 м/сек ($Re = 3000 - 6000$); при $l = 30$ мм скорость составляет 0,8 — 1,2 м/сек ($Re = 20\,000$); для пластин с гофрами «в елку» скорость 0,3 — 0,7 м/сек.

Поверхности теплообмена из круглых трубок с турбулизирующими вставками. При проектировании теплообменных аппаратов для уменьшения габаритов и весов иногда используют вставки, которые одновременно выполняют роль турбулизаторов и ребер. Как турбулизаторы вставки способствуют турбулизации потока, уменьшению термического сопротивления конвективному переносу тепла за счет уменьшения толщины пограничного слоя. Как ребра вставки позволяют увеличивать поверхность теплообмена со стороны теплоносителя с худшими теплопередающими качествами.

В теплообменных аппаратах из круглых трубок, применяемых в качестве подогревателей вязких жидкостей, например мазута, турбулизаторы в виде спиралей из металлической ленты устанавливают внутри круглых трубок со стороны входа. Теплоотдачу от стенки к мазуту и маслу в круглых трубках ($d_{вн} = 8$ и 13 мм) со спирально-ленточными турбулизаторами ($\delta = 1,0$ мм) можно определить по графику (рис. 78), составленному на основании опытов [6] с подогревом мазута насыщенным паром при давлении 4, 15 и 28 кг/см².

Коэффициент теплоотдачи от мазута к стенке, являющийся определяющим, оказался на один-два порядка меньше коэффициента теплоотдачи от пара к стенке.

В исследованном диапазоне скоростей влияние закрутки пластинчатых спиралей проявляется только при шаге 50 мм и меньше. Если шаг закрутки превышает 50 мм, турбулизатор, установленный в трубке, работает только как ребро и не интенсифицирует теплоотдачу.

Гидравлическое сопротивление подогревателей вязких жидкостей со спирально-пластинчатыми турбулизаторами также незна-

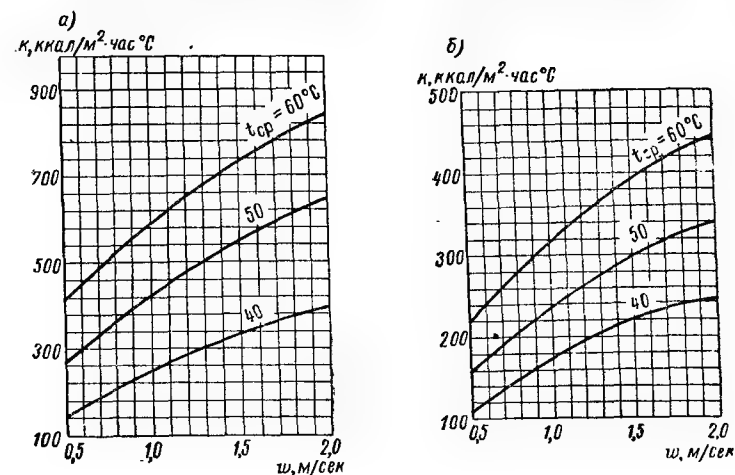


Рис. 78. Теплоотдача при потоке мазута в круглой трубке со спирально-ленточными турбулизаторами: а — трубка диаметром 8 мм; б — трубка диаметром 13 мм.

чительно зависит от шага закрутки турбулизатора, если этот шаг больше 50 мм.

Маслоохладители со сложными спирально-проволочными турбулизаторами внутри круглых трубок предназначены для охлаждения масла в системе дизелей. Теплообменные аппараты с такими турбулизаторами конструктивно ничем не отличаются от обычных трубчатых маслоохладителей с сегментными или кольцевыми перегородками. Спирально-проволочный турбулизатор навивают на оправку из латунной проволоки с шагом, равным диаметру проволоки, а затем вторично навивают на оправку большего диаметра. При первичной оправке 1 мм и вторичной 1,2 мм коэффициент обременения равен трем. Перед установкой наружный диаметр турбулизатора и внутренний диаметр трубки калибруют, чтобы обеспечить надежный тепловой контакт. Для очистки турбулизаторы вынимают из трубок. Трубки и турбулизаторы промывают по отдельности.

Коэффициент теплоотдачи в трубках со сложным спирально-проволочным турбулизатором в диапазоне $Re_{ж} = 40 — 140$ определяют по формуле

$$Nu_{ж} = 0,48 Re_{ж}^{0,4} Pr_{ж}^{0,43}, \quad (150)$$

а в диапазоне $Re_{ж} = 140 — 260$

$$Nu_{ж} = 0,27 Re_{ж}^{0,54} Pr_{ж}^{0,4}. \quad (151)$$

Коэффициенты теплоотдачи, вычисленные по формулам (150) и (151), отнесены к средней температуре потока.

Гидравлическое сопротивление в диапазоне чисел $Re = 40—260$ для трубок со спирально-проволочными турбулизаторами определяется по формуле

$$Eu = \frac{38\,300}{Re_{ж}^{1,01}} (Pr_{ст}/Pr_{ж})^{0,33}. \quad (152)$$

В качестве определяющей температуры и характерного размера используются те же величины, что и при определении коэффициента теплоотдачи.

Кроме указанных способов интенсификации теплообмена, важным средством снижения габаритов и весов охладителей и подогревателей является использование оптимальных диаметров круглых трубок и их расположение в трубном пучке.

Опытами установлено, что теплоотдача в пучках трубок с шахматным расположением тем выше теплоотдачи в пучках с коридорным расположением, чем меньше диаметр трубок и шаг между ними. Однако уменьшение диаметра трубок и шага между ними ограничено. Так, в судовых кожухотрубных маслоохладителях и охладителях воды с прямыми трубками для интенсификации теплообмена наружный диаметр трубок был уменьшен до 10 мм, шаг разбивки при этом составил 13,5 мм. Эти размеры — предельные с точки зрения засорения внутренней поверхности трубок и возможности надежного закрепления трубок в трубных досках.

При охлаждении вязких жидкостей (масло, топливо) теплообмен со стороны вязкой жидкости совершается при ламинарном течении. В этом случае для интенсификации процесса конвективного теплообмена создают такую форму движения, при которой происходит максимальное возмущение ламинарного потока при малых числах Re . Форма движения зависит от конструктивных особенностей теплообменной поверхности и ее компоновки.

Количество передаваемого тепла зависит от температурного напора между теплоносителями. Температурный напор можно увеличить, повысив среднюю температуру горячего теплоносителя и понизив среднюю температуру холодного. Например, увеличивая прокачку холодного теплоносителя, можно тем самым уменьшить подогрев теплоносителя и, следовательно, его среднюю температуру. Температурный напор также можно увеличить за счет

взаимного направления движения теплоносителей. При любых температурах и любых значениях теплопередающих свойств теплоносителей наибольший возможный температурный напор достигается при противоточной схеме, а наименьший напор — при прямотоке (при прочих равных условиях). В связи с этим с точки зрения количества передаваемого тепла всегда следует принимать противоточную схему.

Интенсифицировать теплообмен можно также за счет снижения термического сопротивления стенки λ_t , через которую передается тепло. Для снижения термического сопротивления стенки нужно либо уменьшить ее толщину, либо применить металлы с лучшей теплопроводностью.

Как следует из изложенного, оребренные продольными ребрами трубки, трубки с лунками или решетками и гладкие круглые трубки малого диаметра (10 мм) нашли широкое применение в судовых охладителях и подогревателях жидкостей. Внедрение указанных поверхностей теплообмена позволило создать компактные теплообменные аппараты, применяемые в системах охлаждения или нагрева судовых энергетических установок. Лучшие весо-габаритные показатели из числа существующих судовых охладителей и подогревателей жидкостей у теплопередающих элементов из плоских трубок, из трубок, оребренных продольными ребрами (подогреватели типа «труба в трубе»), и из гладких трубок малого диаметра (10 мм).

Одной из характеристик совершенства теплообменного аппарата с точки зрения его весо-габаритных показателей является коэффициент компактности, который показывает, какое количество квадратных метров поверхности теплоотдачи находится в 1 м³ или в 1 кг теплопередающего элемента. Из приведенных весо-габаритных показателей различных теплопередающих элементов [6] видно, что при коридорном расположении трубок коэффициент компактности аппаратов с плоскими трубками в 1,5 раза превышает коэффициент компактности аппаратов с круглыми трубками диаметром 10 мм, а при шахматном расположении — в 1,3 раза. В свою очередь у аппаратов из трубок диаметром 10 мм по сравнению с аппаратами из трубок диаметром 16 мм при шахматном расположении коэффициент компактности больше в 1,5 раза.

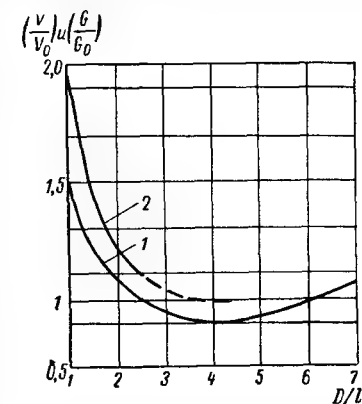


Рис. 79. Сравнение по объему и весам кожухотрубных теплообменных аппаратов из круглых трубок 10 × 1 с сегментными 1 и кольцевыми 2 перегородками при различных расстояниях между перегородками.

Из рис. 79 следует, что при одинаковых условиях маслоохладители с сегментными перегородками имеют меньшие габариты и вес по сравнению с маслоохладителями с кольцевыми перегородками.

В результате выбора оптимального отношения длины элемента между перегородками к диаметру (L/D) и оптимальных шаговых отношений (s_1/d) и (s_2/d) в сочетании с сегментными перегородками удалось значительно уменьшить весо-габаритные показатели кожухотрубных маслоохладителей с теплообменной поверхностью из гладких круглых трубок диаметром 10 мм по сравнению с весо-габаритными показателями маслоохладителей с поверхностью из труб диаметром 16 мм примерно на 20—25%.

Использование для теплообменных аппаратов трубок из материалов с достаточно высокой теплопроводностью и прочностью (медноникелевые сплавы) при минимальной толщине стенок позволило применять в трубках высокие скорости по забортной воде за счет увеличения ее расхода по отношению к охлаждаемой среде в межтрубном пространстве примерно в соотношении $1/3$. В результате оказалось возможным увеличить температурный напор между теплоносителями и тем самым снизить весо-габаритные показатели аппаратов маслоохладителей. В связи с внедрением более совершенной технологии изготовления теплообменных аппаратов на специализированном заводе зазоры между перегородками и корпусом, а также между трубками и отверстиями в диафрагмах у изготавливаемых в настоящее время аппаратов минимальные. Это способствует уменьшению протечек теплоносителя через зазоры вследствие чего увеличивается теплосъем.

ГЛАВА VIII

АВТОМАТИЧЕСКОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ ТЕМПЕРАТУР ТЕПЛОНОСИТЕЛЕЙ

§ 36. ВЫБОР И ОПИСАНИЕ РЕГУЛИРУЮЩИХ УСТРОЙСТВ И ИХ ЭЛЕМЕНТОВ

В судовых охладителях и подогревателях жидкостей основными регулируемыми величинами являются температура, давление, уровень и расход теплоносителей.

При изменении этих величин у одного из теплоносителей будут изменяться параметры другого теплоносителя, что в свою очередь может привести к нежелательным изменениям в работе агрегата или всей системы.

Например, в маслоохладителе охлаждается масло до заданной температуры t_m при определенных температуре и расходе охлаждающей забортной воды. Если температура забортной воды почему-либо изменилась, соответственно изменится и температура масла на выходе из маслоохладителя. В этом случае для поддержания постоянной температуры масла на выходе из маслоохладителя требуется увеличить или уменьшить расход охлаждающей воды (в зависимости от ее температуры) путем большего открытия или закрытия запорного клапана.

Процесс поддержания температуры масла на выходе из маслоохладителя около заданного значения может быть автоматизирован, если операция по изменению расхода охлаждающей воды будет осуществляться автоматическим регулятором, который каждый раз при отклонении температуры охлаждающей воды на входе от заданного значения автоматически изменял бы ее расход. Правильный выбор регулятора исходя из особенностей и требований объекта регулирования и правильная его настройка — важный момент, определяющий качественную работу аппарата.

Ниже рассматриваются регуляторы, которые нашли применение в судовых охладителях и подогревателях жидкостей.

В судовых подогревателях воды и вязких жидкостей температура подогрева теплоносителя регулируется уровнем конденсата в корпусе аппарата.

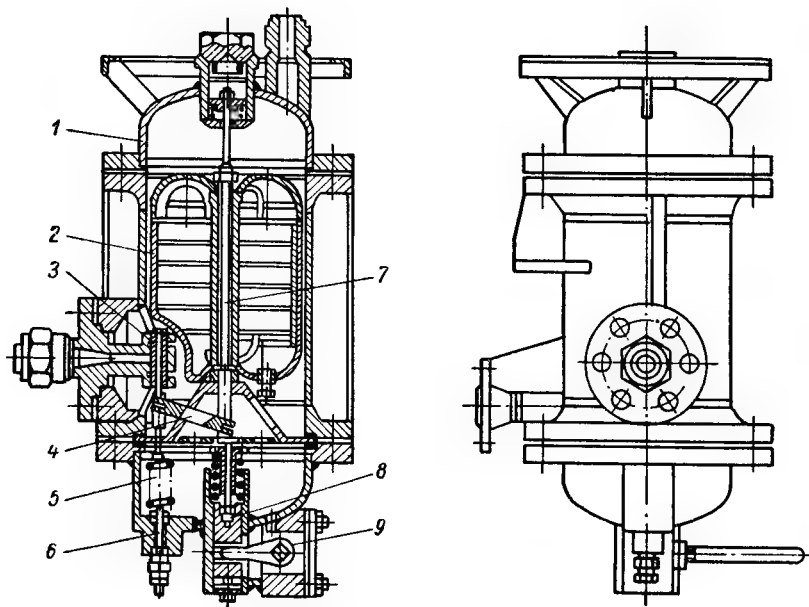


Рис. 80. Конструкция поплавкового регулятора уровня конденсата.
1 — корпус; 2 — поплавок; 3 — пружина установочная; 4 — рычаг; 5 — болт настроечный; 6 — пробка; 7 — направляющая; 8 — клапан; 9 — сбиватель.

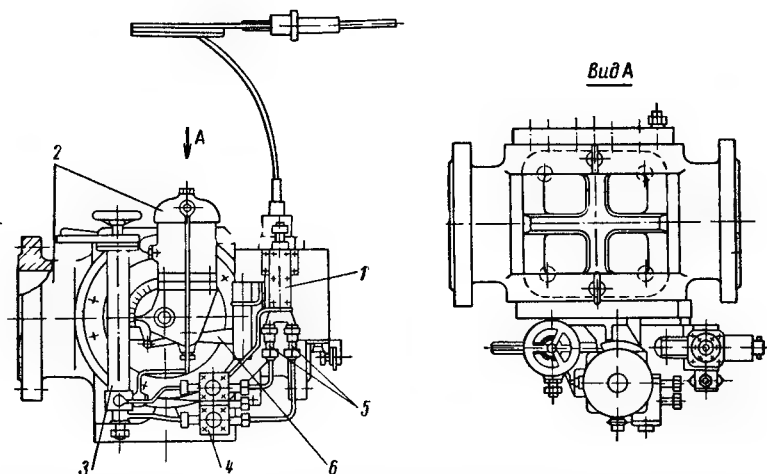


Рис. 81. Конструкция регулирующего устройства температуры масла.
1 — регулятор температуры; 2 — заслонка с сервомотором; 3 — ручной привод с обходным краном; 4 — клапанная коробка; 5 — многотайбовый дроссель; 6 — лекало.

В подогревателях топлива для регулирования уровня конденсата в межтрубном пространстве применяется поплавковый регулятор уровня. На рис. 80 показана конструкция поплавкового регулятора уровня.

Для устойчивого поддержания температуры масла на выходе из маслоохладителя используется статический регулятор с двухпроточным усилительным реле, жесткой обратной связью и парожидкостной системой (рис. 81).

Регулирующее устройство состоит из регулятора температуры масла, регулирующей заслонки с сервомотором, ручного привода с обходным краном, клапанной коробки и многотайбовых дросселей, скомпонованных в одно устройство (рис. 82). Связь между отдельными элементами осуществляется с помощью силовых труб рабочей воды, лекала обратной связи и зубчатого зацепления.

Регулятор температуры масла состоит из термосистемы с измерителем (рис. 83) и усилительного реле (рис. 84).

Термосистема включает в себя термодатрон с внутренним сильфонным разделителем, заполненным низкокипящей жидкостью (фреон-12), и капилляра с камерой внутри сильфона, заполненных высококипящей жидкостью (смесь глицерина, воды и спирта). Измеритель представляет собой жесткую рычажно-весовую систему.

Нижние штуцеры усилительного реле связаны с полостями сервомотора.

Регулирующая заслонка (рис. 85) состоит из корпуса патрубка и крышек, между которыми установлены уплотнительные пластины и поворотная пластина, которая жестко связана со ступицей зубчатого сектора.

Ручной привод (рис. 86) состоит из червячного привода с переключающим устройством и обходного крана.

Клапанная коробка (рис. 87) предназначена для удержания поворотной пластины регулирующей заслонки при аварийном исчезновении рабочей воды в положении, которое она занимала до аварии. Клапанная коробка представляет собой два подпружиненных клапана с однополостными сервомоторами и состоит из корпуса, крышек, поршней клапанов и пружин.

При давлении рабочей воды пружины сжаты, поршни находятся в крайнем положении, клапаны открыты.

Замену ручного регулирования температуры охлаждающей воды в системе охлаждения двигателей также потребовалось автоматизировать. Обычно эта задача решалась с помощью регуляторов температуры прямого действия с парожидкостным чувствительным элементом.

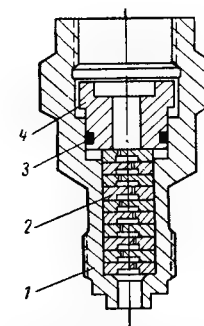


Рис. 82. Конструкция дросселя многотайбового.

1 — корпус; 2 — шайба дроссельная; 3 — кольцо резиновое; 4 — ниппель.

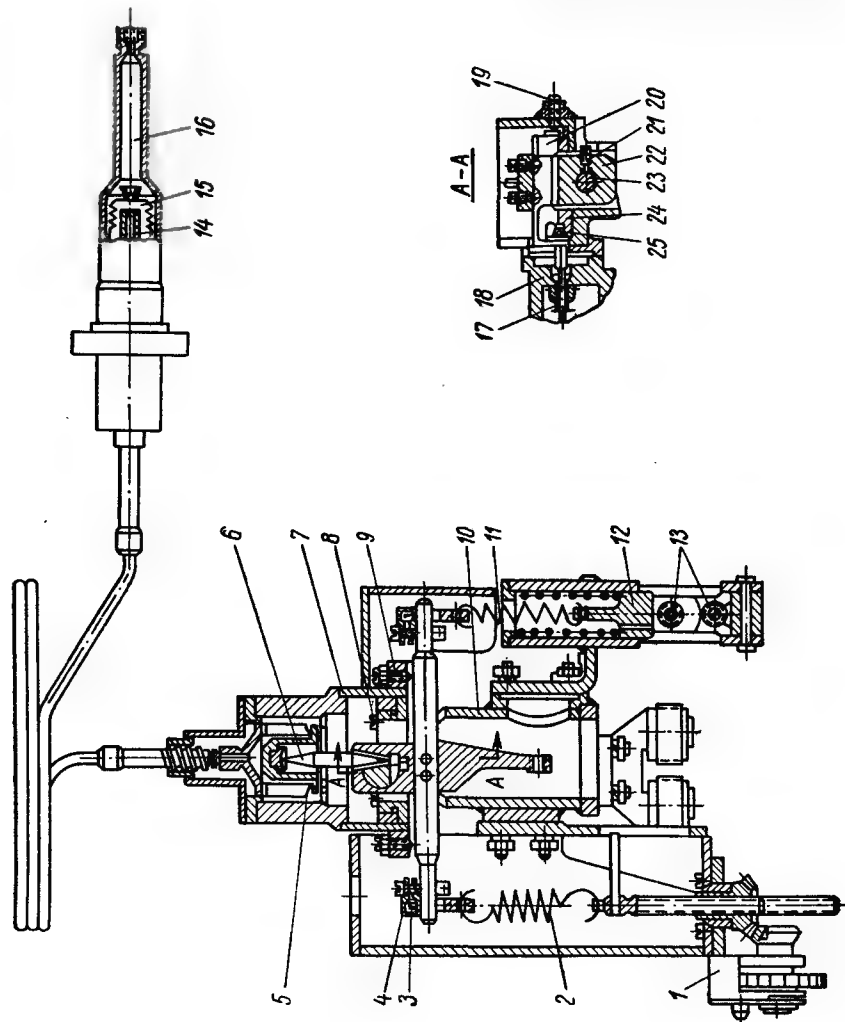


Рис. 83. Конструкция регулятора температуры масла (без усилительного реле).
1 — редуктор; 2 — установочная пружина; 3 — основание; 4 — призма; 5 — силиконовый; 6 — игла; 7 — прокладка; 8 — винт; 9 — винт ограничительный; 10 — корпус; 11 — пружина обратной связи; 12 — толкатель; 13 — подшипник шариковый; 14 — капилляр; 15 — термосифон-разделитель; 16 — термопатрон; 17 — муфта резинового; 18 — герметичный корпус; 19, 21 — винты установочные; 20 — призма-валик; 22 — рычаг; 23 — валик; 24 — опора валика; 25 — ограничитель.

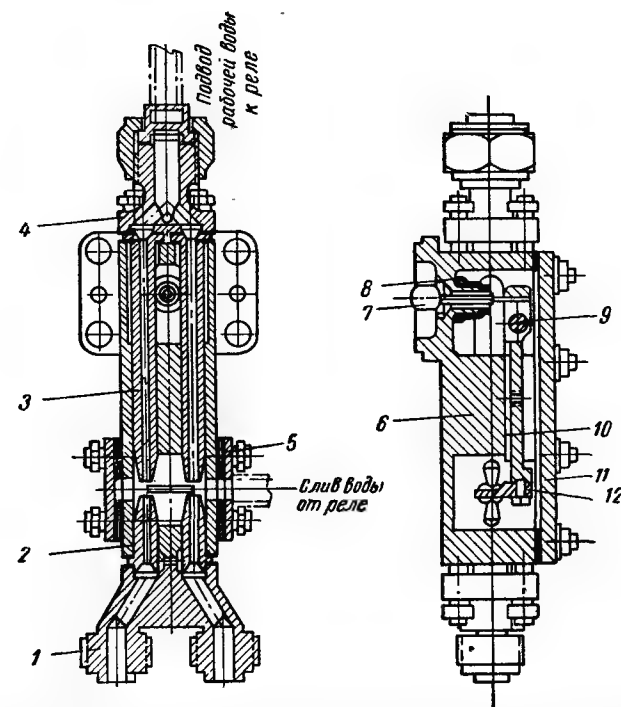


Рис. 84. Конструкция усилительного двухпроточного реле.
1 — крышка нижняя; 2 — сопло нижнее; 3 — сопло верхнее; 4 — крышка верхняя; 5 — фланец; 6 — корпус; 7 — призма-валик; 8 — муфта уплотнительная; 9 — болт крепящий; 10 — рычаг; 11 — крышка передняя; 12 — заслонка.

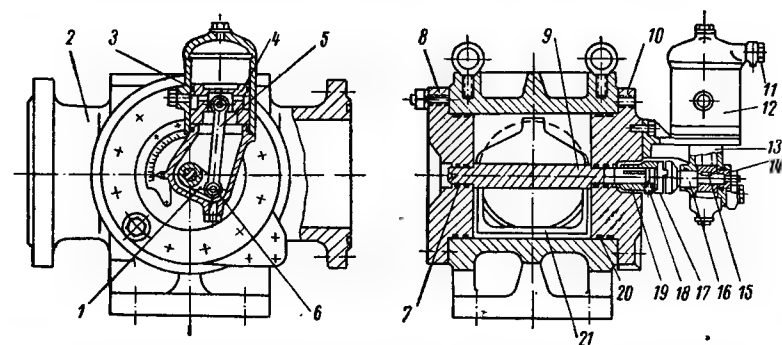


Рис. 85. Конструкция регуливающей заслонки с сервомотором.
1 — серьга; 2 — патрубок; 3 — кольцо уплотнительное; 4 — поршень; 5 — шатун; 6 — ось; 7 — кольцо уплотнительное; 8 — крышка; 9 — поворотная пластина; 10 — крышка; 11 — поворотное ввертное соединение; 12 — корпус сервомотора; 13 — основание сервомотора; 14 — втулка; 15 — шпонка; 16 — валик; 17 — полумуфта; 18 — стопорный винт; 19 — зубчатый сектор; 20 — кольцо уплотнительное; 21 — пластина уплотнительная.

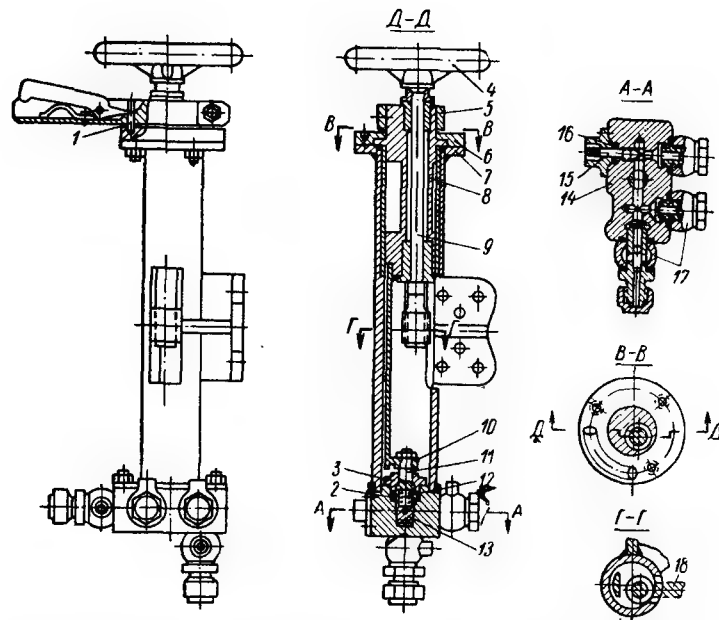


Рис. 86. Конструкция ручного привода с обходным краном.
1 — стопор; 2 — манжета; 3 — крышка; 4 — маховик; 5 — рукоятка; 6 — диск; 7 — корпус привода; 8 — втулка эксцентриковая; 9 — вал ручного привода; 10 — поводок; 11 — шток; 12 — пружина; 13 — пробка; 14 — корпус крана; 15 — дроссель; 16 — манжета; 17 — поворотное штуцерное соединение; 18 — зубчатый сектор.

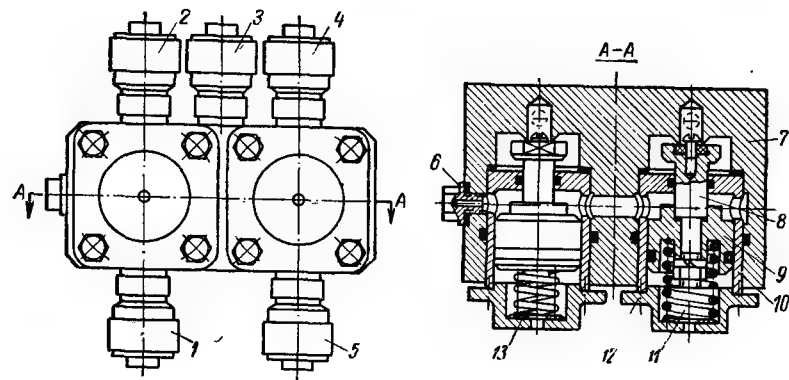


Рис. 87. Конструкция клапанной коробки.
1, 5 — штуцер к плоскостям сервомотора; 2, 4 — штуцер к усилительному регулятору реле; 3 — штуцер подвода давления рабочей воды из системы регулировки; 6 — коробка спускная; 7 — корпус; 8 — клапан; 9 — поршень; 10 — втулка; 11 — пружина; 12 — крышка поршня; 13 — шайба регулировочная.

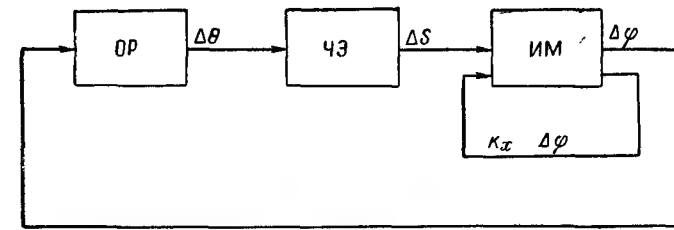


Рис. 88. Структурная схема автоматического регулирования воды в системе охлаждения двигателя.
ОР — объект регулирования; ЧЭ — чувствительный элемент; ИМ — исполнительный механизм.

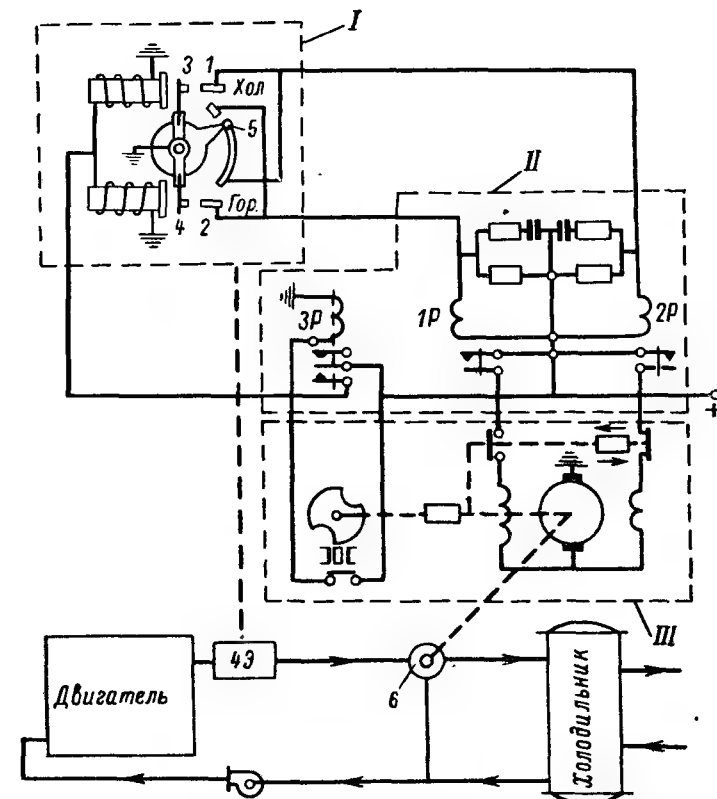


Рис. 89. Принципиальная схема автоматического регулятора температуры воды.

Для лучшего регулирования охлаждения двигателя на современных теплоходах применена электромеханическая система автоматического регулирования температуры охлаждающей воды, где использованы основные узлы автоматического регулятора температуры масла авиационных силовых установок. В качестве регулирующего органа использован кран-манипулятор для перепуска охлаждающей воды мимо водяного холодильника в замкнутой системе охлаждения.

Структурная схема системы показана на рис. 88.

Автоматический терморегулятор состоит из трех основных узлов (рис. 89): чувствительного элемента *I*, коробки управления *II* и исполнительного механизма *III*. Чувствительным элементом регулятора служат биметаллические спиральные пружины, вставленные одна в другую.

Чувствительный элемент встроен в трубопровод выходящей из двигателя воды. В коробке управления *II* расположены три электромагнитных реле (1Р, 2Р, 3Р), два из которых включают и выключают электродвигатель сервомотора, а третье служит для кратковременного включения цепи импульсных электромагнитов чувствительного элемента. Третье реле срабатывает через некоторое время после включения.

Исполнительный механизм регулятора включает в себя реверсивный электромотор постоянного тока, редуктор, ходовой винт концевых выключателей и кулачковую шайбу прерывателя. Регулятор питается от судовой сети постоянного тока 27 в.

§ 37. ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ РЕГУЛИРУЮЩИХ УСТРОЙСТВ

Поплавковый регулятор (см. рис. 80) предназначен для автоматического поддержания уровня конденсата в межтрубном пространстве подогревателя топлива.

Для регулирования клапан должен перемещаться поплавком из положения полного закрытия в положение полного открытия. Первое из этих положений соответствует нулевому расходу конденсата, второе — максимальному. Перемещение клапана осуществляется за счет изменения уровня конденсата. Поддерживая уровень, регулятор сбрасывает тот секундный расход конденсата, который соответствует в этом случае расходу греющего пара.

На рис. 90 показана принципиальная схема регулирующего устройства температуры масла. Термопатрон (рис. 90) встраивается в масляный трубопровод за маслоохладителем. Давление насыщенных паров низкокипящей жидкости (фреон-12), находящейся в термопатроне, соответствует температуре масла, омывающего термопатрон при выходе из маслоохладителя. Это давление через разделяющий сильфон и спиртоглицериновую смесь, заключенную в капилляре, суммируется на сильфоне в усилие, которое с помощью иглы передается на рычажно-весовую систему измерителя, где

уравновешивается натяжением установочной пружины и пружины обратной связи. При установившемся режиме работы маслоохладителя рычажно-весовая система находится в равновесии, заслонка усилительного реле — в положении, близком к среднему. В обоих полостях сервомотора устанавливаются приблизительно одинако-

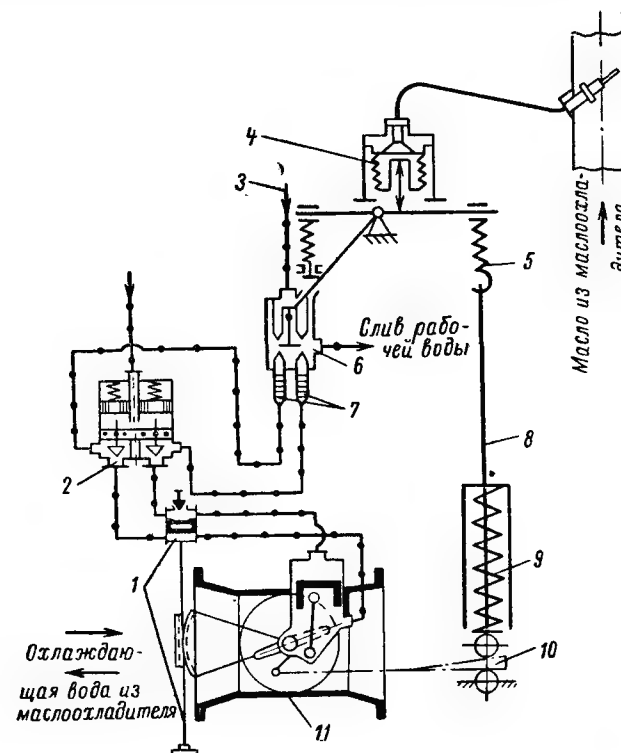


Рис. 90. Принципиальная схема регулирующего устройства температуры масла.

1 — ручной привод с обходным краном; 2 — клапанная коробка; 3 — подвод рабочей воды; 4 — регулятор температуры; 5 — пружина; 6 — усилительное реле; 7 — многорычажные дроссели; 8 — толкатель; 9 — пружина толкателя; 10 — рычало; 11 — корпус.

вые давления. Поршень сервомотора и связанная с ним поворотная пластина 9 (рис. 85) находится в покое, обеспечивая необходимый расход охлаждающей воды на маслоохладителе.

При изменении температуры масла выходящего из маслоохладителя, меняется давление паров фреона-12, заполняющего термопатрон, в результате чего рычажно-весовая система измерителя выходит из равновесия, и заслонка усилительного реле отклоняется от среднего положения.

Под действием создавшегося перепада давления рабочей воды поршень сервомотора перемещает поворотную пластину, изменяя тем самым расход охлаждающей воды в сторону восстановления заданной величины регулируемой температуры масла.

Обратная связь в регулирующем устройстве осуществляется при помощи лекала 10 (рис. 90), толкателя 8 и пружины обратной связи 5. Лекало толкателя, пружина обратной связи и рычажно-весовая система связаны между собой так, что с перемещением поршня сервомотора изменяется натяжение пружины обратной связи, и заслонка усилительного реле возвращается в среднее положение. В этом случае регулирующее устройство перестраивается в пределах своей неравномерности. При аварийном исчезновении рабочей воды для удержания поворотной пластины в положении, которое она занимала в момент аварии, предусмотрена клапанная коробка (см. рис. 87).

В процессе испытаний регулирующее устройство температуры масла показало надежную работу совместно с маслоохладителем. Точность поддержания температуры масла на выходе из маслоохладителя на установившихся режимах с учетом неравномерности регулирующего устройства составляет $\pm 3^\circ\text{C}$.

Принцип действия регулятора температуры охлаждающей воды (см. рис. 89) следующий. При работе двигателя, когда температура охлаждающей воды поддерживается на требуемом уровне, все контакты разомкнуты, при этом третий закрепленный на оси пружин подвижный контакт 5 находится на изолированном холостом участке панели между «Хол.» и «Гор.». При повышении температуры охлаждающей воды спиральные биметаллические пружины поворачивают ось вместе с подвижными контактами. Когда подвижный контакт 4 замкнет цепь контакта «Гор.», электромагнитное реле 1Р введет в действие сервомотор, который будет открывать кран-манипулятор 6 до тех пор, пока кулачок прерывателя не повернется и не разомкнет цепь питания реле 3Р.

Сервомотор включается в работу без выдержки времени. Величина зазора между контактами 3 и 1, 4 и 2 определяет количество промежуточных положений крана-манипулятора и может быть изменена перемещением неподвижных винтовых контактов 1 и 2.

Роль обратной связи выполняет следящая система терморегулятора, состоящая из прерывателя, импульсных электромагнитов и подвижных контактов чувствительного элемента. Коробка управления и исполнительный механизм укреплены на переборке левого борта машинного отделения. Шток сервомотора исполнительного механизма связан тросиком с ручкой управления крана-манипулятора параллельно с ручным тросиковым управлением, которое выведено в рулевую рубку. Включение и выключение регулятора осуществляется из рулевой рубки. Для перехода на автоматическое регулирование требуется не более 20 сек. Для этого в рулевой рубке включатель необходимо поставить в положение «включено»,

а затем ручку тросикового управления манипулятора перевести в нулевое положение. При переходе на ручное управление эти манипуляции производят в обратном порядке.

Испытания автоматического терморегулятора показали достаточную точность поддержания температуры в системе охлаждения двигателя на переменных режимах. Электромеханический регулятор можно успешно использовать не только для регулирования температуры в системе охлаждения двигателя, но и в других системах автоматического регулирования судовых энергетических установок.

§ 38. ЧУВСТВИТЕЛЬНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ

Элемент регулятора, реагирующий на изменение регулируемой величины и преобразующий сигнал этого изменения в перемещение или другой сигнал, называется чувствительным элементом.

Принцип действия чувствительного элемента зависит от физической природы регулируемой величины. Различают чувствительные элементы давления, температуры, расхода жидкости, высоты уровня и т. д.

Входной величиной чувствительного элемента является изменение регулируемой величины, а выходной — перемещение или изменение сигнала, вызванного изменением регулируемой величины. Рассмотрим чувствительные элементы регуляторов уровня жидкости и регуляторов температуры.

Чувствительным элементом регулятора уровня конденсата является поплавок, плавающий на поверхности конденсата и представляющий собой полый герметический сосуд, перемещающийся в вертикальных направляющих.

Чувствительный элемент регулятора температуры масла в маслоохладителе выполнен в виде термосистемы.

В зависимости от рабочего вещества, заключенного в жесткую оболочку (термобаллон), различают жидкостную, парожидкостную и газовую термосистемы. Рабочее вещество в системе может находиться соответственно в виде жидкости, системы из жидкости с ее насыщенным паром или газа.

Любая из перечисленных термосистем представляет собой замкнутую систему из герметически соединенных термобаллонов, капилляра и манометра. В газовых и жидкостных термосистемах наполнитель находится под некоторым повышенным начальным давлением.

Парожидкостная термосистема развивает незначительные начальные давления, в результате чего измерители давления имеют меньшую зону нечувствительности. Это позволяет устранить влияние температуры окружающей среды на точность замера. Благодаря таким свойствам парожидкостную систему использовали в качестве датчика регулятора температуры масла. Датчик температуры с парожидкостной термосистемой и капилляром состоит из

термопатрона, капилляра и сильфонной камеры. При работе регулятора температуры в судовых условиях температура окружающей среды может быть выше и ниже измеряемой температуры. Во избежание этого необходимы специальные меры, которые могут обеспечить надежную работу парожидкостного датчика с капилляром, устранив влияние температуры окружающей среды на измерение датчика. В этом случае в качестве наполнителя капилляра и сильфонной камеры принимают высококипящую жидкость, не растворяющуюся в низкокипящей жидкости термопатрона и имеющую удельный вес, отличный от удельного веса низкокипящей жидкости.

Надежная работа датчика температуры с капилляром, кроме того, может быть обеспечена при условии охлаждения капилляра и сильфонной камеры воздухом или забортной водой. Объем термопатрона заполнен частично жидкой фазой наполнителя и частично его парами. Давление паров наполнителя через капилляр передается в сильфонную камеру и воспринимается сильфоном измерителя давления. Если вся термосистема заполнена низкокипящей жидкостью и по условиям работы регулятора возможны колебания температуры окружающей среды выше и ниже измеряемой температуры, то нормальная работа регулятора может быть обеспечена только при условии охлаждения капилляра и сильфонной камеры.

Для охлаждения системы воздухом на регуляторе предусматривают легкий кожух. Воздух для охлаждения можно отбирать из системы вентиляции. Охлаждение системы забортной водой более эффективно, но конструктивное оформление при этом будет несколько сложнее. Можно использовать датчик, в котором капилляр и сильфонная камера заполнены высококипящей жидкостью, но при этом следует учитывать, что требуются особые условия при монтаже датчика с двумя жидкостями температуры: термопатрон всегда должен находиться выше капилляра и сильфонной камеры, причем при транспортировке и монтаже следует принимать меры во избежание положения, при котором термопатрон оказался бы ниже сильфонной камеры.

В некоторых случаях целесообразно применять датчик температуры с парожидкостной системой без капилляра. Упрощенно его можно представить как парожидкостный регулятор прямого действия, регулирующий давление командной среды в зависимости от давления паров низкокипящей жидкости.

На рис. 91 показана принципиальная схема датчика температуры.

Датчик температуры работает так. Когда давление p , развиваемое термосистемой, достаточно мало, воздух, проходя через постоянный дроссель 1, сопло 2 и измерительный зазор z , не создает давления на двойной мембране 3 и через линию обратной связи и полый шток 4 попадает в камеру B , откуда срабатывается в помещение. Давление воздуха на выходе к измерителю давления имеет минимальную величину. При повышении давления p в термоси-

стеме измерительный зазор z уменьшается, и воздух создает давление в камере A над мембраной 3. Мембраны прогибаются вниз, шток 4 садится на уплотнительный шарик и перепуск воздуха в помещение прекращается. При дальнейшем прогибе мембран воздух постоянного давления попадает в камеру B и оттуда — на выход

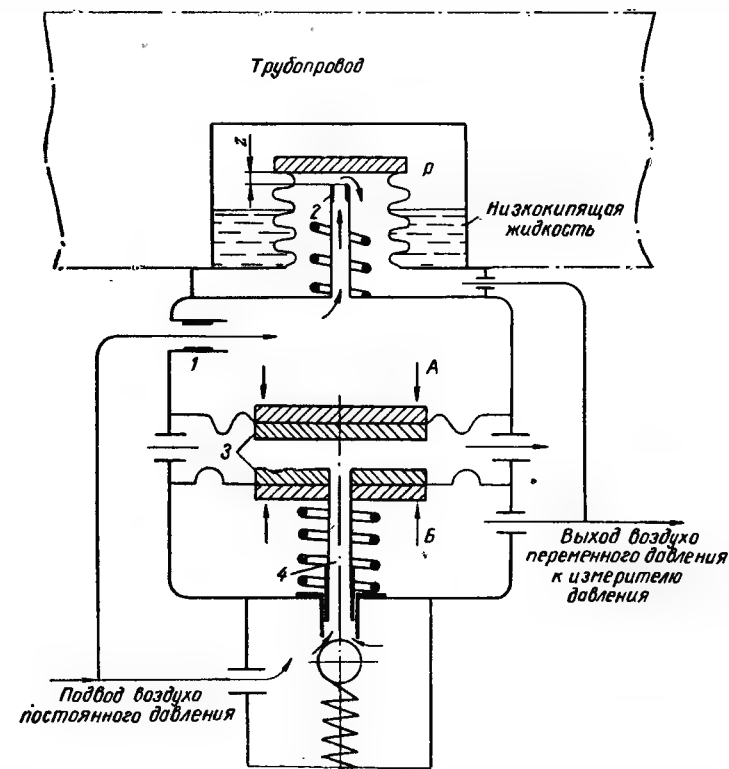


Рис. 91. Схема датчика температуры с использованием конструкции усилителя агрегатной унифицированной системы (АУС).
1 — постоянный дроссель; 2 — сопло; 3 — двойная мембрана; 4 — полый шток.

усилителя с давлением соответствующим величине измерительного зазора. Таким образом, величина давления в камере B и на выходе из усилителя соответствует условию равновесия на сильфоне и изменяется в зависимости от величины импульсного давления.

В рассмотренной схеме датчика температуры нет необходимости устанавливать капилляр. В связи с этим исключается возможность влияния окружающей среды на правильность замера температуры, что наблюдается при использовании обычной термосистемы с капилляром.

Чувствительным элементом автоматического регулятора температуры воды служат две биметаллические спиральные пружины, вставленные одна в другую.

§ 39. СТАТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Статической характеристикой регулирования называется зависимость регулируемого параметра от нагрузки при различных установившихся режимах.

На рис. 80 был показан поплавковый регулятор уровня конденсата. При постоянной величине конденсации пара в единицу времени поплавков 2 и тарелки двухседельного клапана 8 неподвижны. При увеличении конденсации пара уровень конденсата в корпусе подогревателя повышается, поплавок 2 поднимается и перемещает тарелки клапана

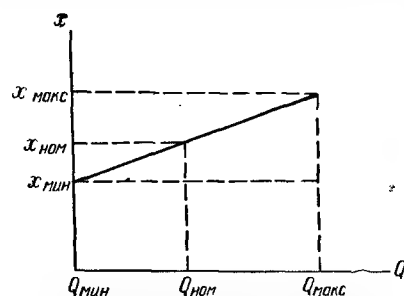


Рис. 92. Характеристика статического регулирования.

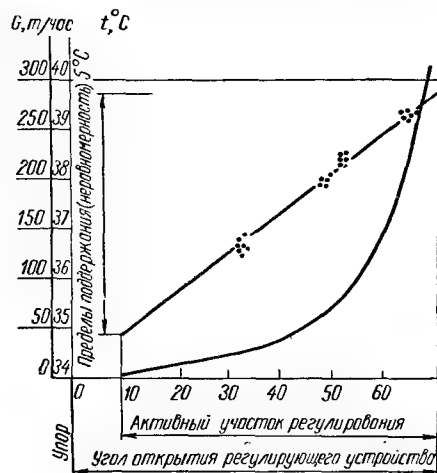


Рис. 93. Статическая и расходная характеристики регулирующего устройства температуры масла.

вниз, увеличивая тем самым слив конденсата из подогревателя. В результате уровень конденсата в корпусе подогревателя понижается.

Равновесие в системе достигается в случае, когда поступление конденсата равно его расходу. Уровень конденсата в корпусе подогревателя в зависимости от интенсивности конденсации пара будет колебаться вблизи заданного значения.

Таким образом, характеристика статического регулирования будет иметь вид, показанный на рис. 92.

Как видно из рисунка, при изменении нагрузки от $Q_{\min}$ до $Q_{\max}$ регулируемый параметр (уровень конденсата) изменяется от $x_{\min}$ до $x_{\max}$. Одно из значений регулируемого параметра x в этом интервале, которому соответствует номинальное значение нагрузки

$Q_{\text{ном}}$, принимают за номинальное значение $x_{\text{ном}}$. Можно принять $x_{\text{ном}}$ равным среднему арифметическому значению

$$x_{\text{ном}} = \frac{x_{\text{макс}} + x_{\text{мин}}}{2}.$$

Разность между каким-либо установившимся значением регулируемого параметра x и ее номинальным значением $x_{\text{ном}}$ есть абсолютная статическая ошибка

$$\Delta x = x - x_{\text{ном}}.$$

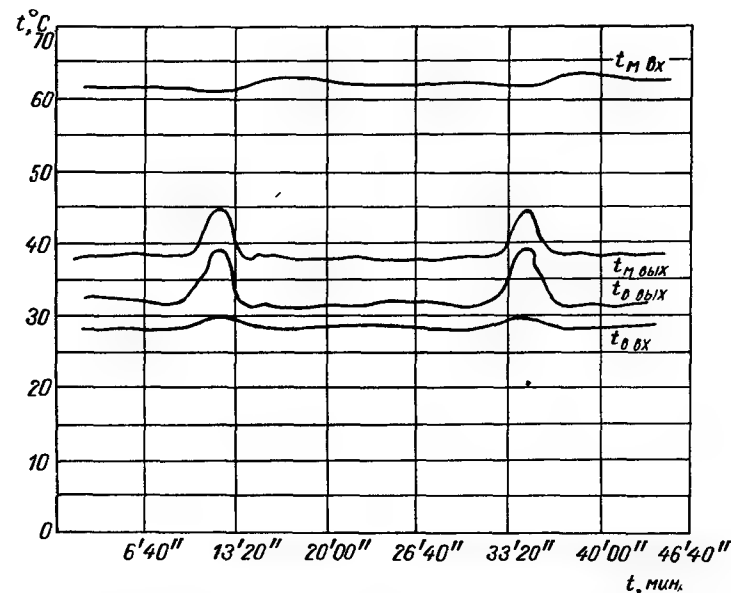


Рис. 94. График затухания процесса регулирования температуры масла после искусственного возмущения.

Отношение абсолютной статической ошибки к номинальному значению $x_{\text{ном}}$ называется относительной статической ошибкой

$$\frac{\Delta x}{x_{\text{ном}}} = \frac{x - x_{\text{ном}}}{x_{\text{ном}}}.$$

Относительная ширина зоны $\frac{x_{\text{макс}} - x_{\text{мин}}}{x_{\text{ном}}}$ называется неравномерностью системы регулирования δ

$$\delta = \frac{x_{\text{макс}} - x_{\text{мин}}}{x_{\text{ном}}}.$$

На рис. 93 показаны статическая и расходная характеристики, полученные при испытаниях регулирующего устройства температуры масла совместно с маслоохладителем. Как видно, активный

участок регулирования начинается при угле открытия заслонки α от 10 до 70°. При этом неравномерность регулятора при максимальном расходе охлаждающей воды до 300 *т/час* составляет $t = 5^\circ \text{C}$, а точность поддержания температуры масла на выходе из маслоохладителя на установившихся режимах $\pm 0,5^\circ \text{C}$.

На рис. 94 показан график затухания процесса регулирования температуры масла после искусственного возмущения системы, т. е. при выводе регулятора из равновесия путем воздействия на его сбиватель. Температура масла на выходе из маслоохладителя искусственно сбивалась на $\pm 4 - 5^\circ \text{C}$. Как видно из графика, при искусственном выводе системы из равновесия с отклонениями температуры масла на выходе из маслоохладителя на $\pm 5^\circ \text{C}$ регулирующее устройство обеспечивает затухающий колебательный процесс за 6—10 мин.

ГЛАВА IX

ИСПЫТАНИЯ АППАРАТОВ

§ 40. ВИДЫ ИСПЫТАНИЙ И ИХ НАЗНАЧЕНИЕ

Для анализа работы аппаратов и установления соответствия их характеристик предъявляемым требованиям новые образцы теплообменных аппаратов подвергают всесторонним комплексным испытаниям.

При испытаниях определяют теплотехнические и гидродинамические характеристики аппаратов, выявляют эксплуатационную надежность головных и опытных образцов.

Различают следующие виды испытаний аппаратов:

- заводские (на прочность и плотность);
- стендовые (теплогидродинамические);
- прочие (испытания опытных образцов на тепловую раскачку, испытания на вибрацию и ударостойкость).

Испытания на вибрацию и ударостойкость проводятся по специальным программам и в данной работе не рассматриваются.

Заводские испытания на прочность и плотность. Все изготовленные на заводе аппараты подвергают испытаниям на прочность и плотность. Наиболее распространенным способом проверки прочности и плотности являются гидравлические испытания. Каждую полость аппарата (паровую, водяную, масляную, топливную) испытывают отдельно соответствующим давлением нагнетаемой внутрь воды. Места нарушений плотности соединения или герметичности отдельных узлов определяют визуально или с помощью контрольно-измерительных приборов по падению давления нагнетаемой среды.

Величины пробных давлений выбирают в зависимости от рабочего давления и температуры теплоносителей по ГОСТ 2029—52. Объем гидравлических испытаний и величины пробных давлений указываются в рабочих чертежах. При гидравлических испытаниях все отверстия в аппарате заглушаются металлическими заглушками на болтах или пробками на резьбе. Район контролируемого соединения очищают от грязи, масла, краски и каждую деталь или узел заполняют водой.

Пробное давление при гидравлических испытаниях повышают с помощью гидравлического пресса постепенно в течение 5—10 мин. Продолжительность испытаний определяется временем, необходимым для осмотра контролируемого участка, но не более 10 мин., после чего давление снижается.

Кроме испытаний водой, широко применяется способ проверки на плотность полостей аппаратов с помощью воздуха.

Технология испытаний аппаратов воздухом изложена ниже. Результаты испытаний заносят в паспорт каждого аппарата.

Перечень основных узлов и деталей охладителей и подогревателей жидкостей и виды их испытаний приведены в табл. 29.

Таблица 29

Основные узлы и детали охладителей и подогревателей жидкостей и виды их испытаний

Узел или деталь	Вид испытания		Среда
	на прочность	на плотность	
Корпус (обечайка)	×	—	Пресная вода
Крышки	×	—	»
Корпус в сборе (испытание межтрубной полости)	—	×	Пресная вода, воздух
Аппарат в сборе (испытание трубной полости)	—	×	Пресная вода

Примечание. × — испытывается; — — не испытывается.

Испытания аппаратов с одинарными трубными досками. Испытания корпуса (обечайки) производят после приварки к нему патрубков, фланцев, приварышей, колец под диафрагмы и т. д.

Испытания крышек производят после их механической обработки.

Испытание межтрубной полости: корпус аппарата в сборе (с трубными досками и закрепленными в них трубками) испытывают гидравлическим давлением на плотность, величина которого указана на сборочном чертеже корпуса.

Особое внимание следует обращать на плотность закрепления трубок к трубным доскам и соединение трубных досок с фланцем.

Для аппаратов, к которым предъявляются повышенные требования по плотности закрепления трубок в трубных досках (во избежание смещения теплоносителей), предусматриваются испытания межтрубной полости воздухом, которые производятся в следующей последовательности. Аппарат (без крышек) устанавливают вертикально. Предварительно нижнюю трубную доску и патрубки межтрубной полости заглушают. С помощью гидравлического пресса межтрубную полость заполняют водой, которая, поднимаясь вверх,

сжимает находящийся в корпусе аппарата воздух (создается воздушная подушка у верхней трубной доски). Если некоторые трубки закреплены недостаточно плотно, давление в корпусе заметно падает и поддержать его постоянную величину весьма затруднительно. В этом случае утечка воздуха будет наблюдаться между трубками и трубными досками.

Для определения качества закрепления трубок используют мыльный раствор или пространство над трубками заливают слоем воды на 20—40 мм (рис. 95). Через этот слой легко просматриваются выходящие пузырьки воздуха, если имеются неплотности между отдельными трубками и трубной доской.

Продолжительность испытаний определяется временем, необходимым для осмотра трубной доски, но не более 10 мин.

Противоположную трубную доску испытывают аналогичным способом.

При обнаружении пропусков воздуха дефекты устраняют и аппарат подвергают повторным испытаниям.

Испытания аппаратов воздухом должны проводиться при строгом соблюдении следующих правил безопасности:

— аппарат должен быть надежно огражден во избежание увечья или ушибов работающих;

— контрольно-измерительные приборы следует располагать на доступном и хорошо освещенном месте;

— к месту испытаний не допускаются лица, не принимающие непосредственного участия в испытаниях.

Испытания аппаратов с двойными трубными досками. Аналогично аппаратом с одинарными трубными досками корпус аппарата с двойными трубными досками подвергают гидравлическим испытаниям на прочность и плотность давлением, указанным в чертеже.

О плотности закрепления трубок судят по протечкам через отверстие, которое сообщается с полостью между двойными трубными досками.

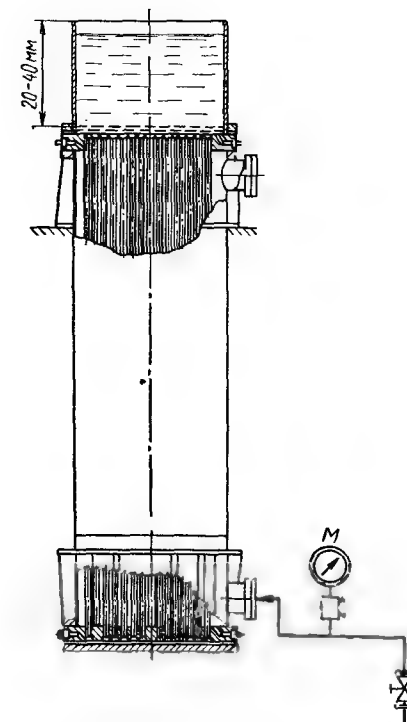


Рис. 95. Схема установки аппарата для определения качества закрепления трубок.

Для определения некачественно закрепленной во внутренней трубной доске трубки поступают следующим образом. Корпус аппарата устанавливают в строго горизонтальное положение патрубками вверх и через патрубки заполняют водой. Полость между трубными досками заполняют водой снизу, а сверху из этой полости выпускают воздух (рис. 96). Затем в полость между трубными досками подают сжатый воздух давлением 5—7 кг/см².

Если имеются дефекты в заделке трубок, воздух будет поступать внутрь корпуса и в виде отдельных пузырьков выходить через патрубки. Таким образом, дефектные трубки будут расположены в районе, заполненном сжатым воздухом, который находится над уровнем воды. По водоуказательному прибору определяют уровень воды и количество рядов трубок, находящихся в воздушной полости. Неплотности устраняют, после чего производят повторные испытания.

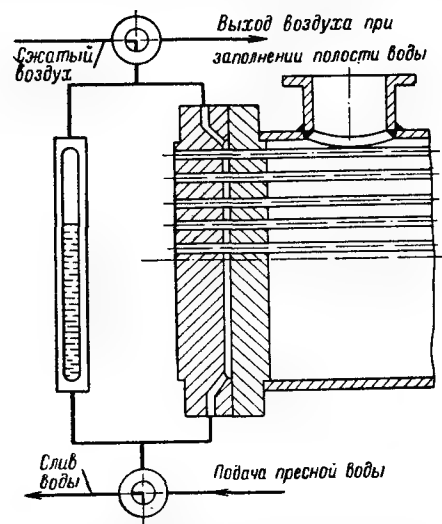


Рис. 96. Проверка качества закрепления трубок во внутренних трубных досках.

Проверка плотности закрепления трубок в наружных трубных досках производится гидравлическими испытаниями внутритрубной полости аппарата в собранном виде. О качестве закрепления трубок судят по наличию течи из полости между вдвоенными трубными досками. Неплотно закрепленные отдельные трубки определяются с помощью гидравлического давления, создаваемого в полости между трубными досками (при снятых крышках). Величина гидравлического давления не должна превышать меньшее из значений испытательного давления на плотность одной из рабочих сред (межтрубной или внутритрубной полостей).

Стендовые теплогидродинамические испытания

Наладочные испытания. Стендовым теплогидродинамическим испытаниям подвергают обычно головной аппарат из серии аппаратов, поставляемых на суда. Этим испытаниям предшествуют заводские наладочные испытания, цель которых — определить соответствие основных теплотехнических и гидродинамических характеристик аппарата проектно-расчетным данным.

Перед проведением наладочных испытаний проверяют соответствие выполненного образца аппарата техническим условиям на его поставку. Рассматривается техническая документация завода-изготовителя, соответствие ее техническим условиям на поставку и наличие в паспортах соответствующих записей (данных о гидравлических испытаниях и т. д.).

Перед испытаниям берут пробы воды, масла или топлива для определения их основных теплофизических характеристик (удельного веса, вязкости, теплоемкости).

Теплотехнические испытания аппаратов производятся с теплоносителями, указанными в технических условиях и программе испытаний.

Наладочные испытания аппарата проводятся на нескольких (одном-двух) спецификационных режимах с последующим составлением теплового баланса по формуле (34). При этом небаланс по теплу, отданному горячим теплоносителем и полученному холодным теплоносителем, не должен превышать 3—4%.

При значительном небалансе тепла результаты наладочных испытаний нельзя считать удовлетворительными. В этом случае производится проверка правильности показаний контрольно-измерительных приборов, устойчивости режима и т. д. Результаты испытаний оформляются актами.

На основании полученных данных, результатов осмотра и проверки отчетной документации и запасных частей, поставляемых заводом-изготовителем совместно с аппаратом, решается вопрос о предъявлении испытуемого аппарата приемной комиссии.

Приемно-сдаточные испытания аппаратов проводятся по программе, разработанной проектантом головного образца, согласованной с заказчиком и оформленной в соответствии с действующими ведомственными положениями.

В программе указываются цель, задачи, объем и условия испытаний, а также основные параметры, подлежащие определению. Программа содержит принципиальную схему стенда, где, кроме испытуемого аппарата, приводится необходимое вспомогательное оборудование, контрольно-измерительные приборы и указываются места их установки. В программе прилагаются образцы таблиц записей показаний приборов при испытаниях.

В качестве примера на рис. 97 приведена принципиальная схема стенда для испытаний охладителей воды.

Составление и оформление приемной документации. По всем этапам работ приемная комиссия оформляет соответствующие протоколы (результаты испытаний, вскрытия и осмотра, рекомендации по улучшению конструктивных элементов и т. д.).

По завершении работы приемная комиссия составляет приемный акт и проект решения об утверждении приемного акта и материалов испытаний.

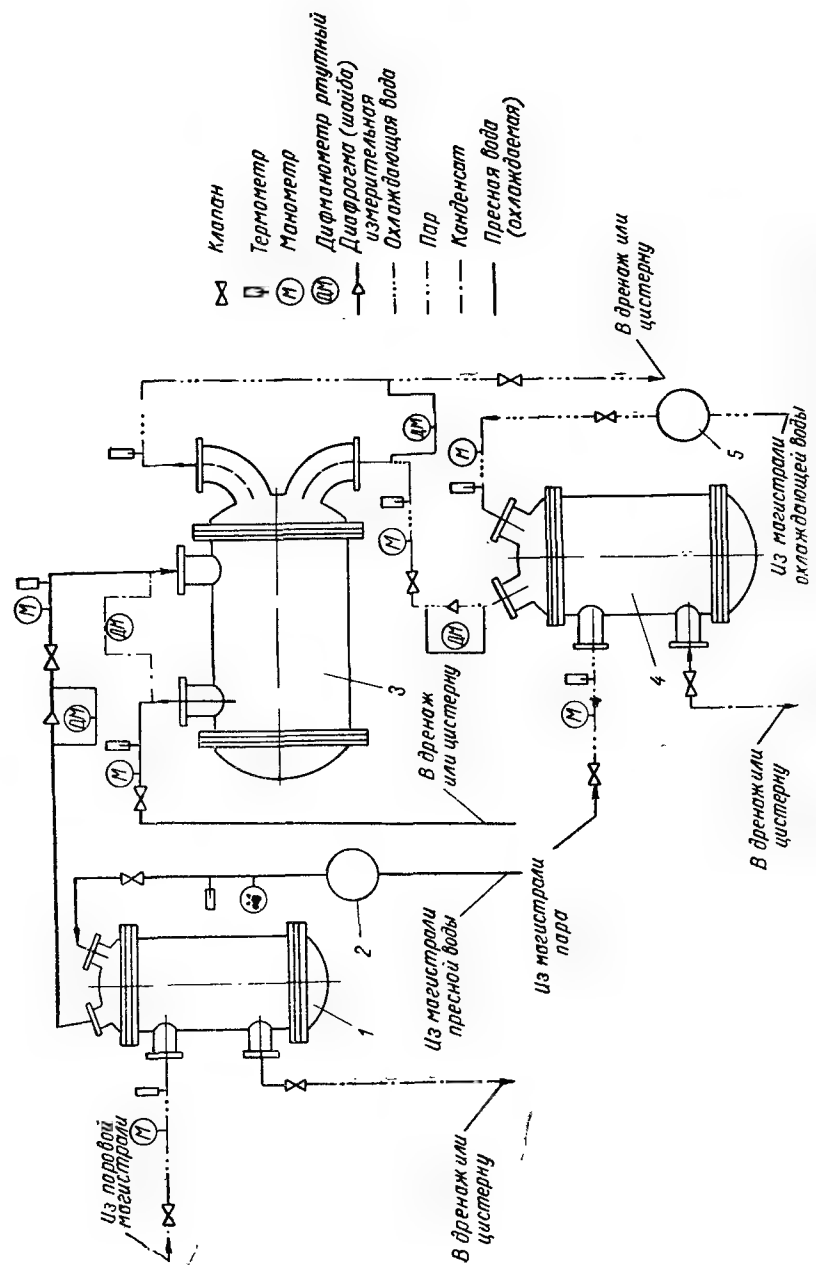


Рис. 97. Принципиальная схема стенда для испытаний охлаждающей воды. 1 — подогреватель воды; 2 — насосы; 3 — охлаждаемый; 4 — подогреватель охлаждающей воды.

В приемном акте указываются:

- цель и задачи испытаний;
- объем и продолжительность испытаний;
- выявленные в процессе испытаний и осмотров дефекты и неисправности;
- соответствие принимаемого образца утвержденным техническим условиям;
- общие выводы и рекомендации о запуске в серийное производство.

К акту прилагается откорректированная приемной комиссией техническая документация и краткий технический отчет по испытаниям, который включает в себя:

- программу стендовых испытаний;
- краткое описание испытательного стенда;
- перечень контрольно-измерительных приборов с кратким указанием их характеристик и методику замеров;
- схему стенда;
- сводные таблицы замеров теплотехнических испытаний;
- графики зависимостей основных величин, построенные по данным испытаний;
- акты анализов о химическом составе теплоносителей до и после испытаний;
- расчеты дроссельных приборов, кривые для определения расходов и другие документы.

Испытания на тепловую раскачку

Цель испытаний теплообменных аппаратов на тепловую раскачку — проверка надежности закрепления трубок и других соединений в условиях тепловой нагрузки.

Испытаниям на тепловую раскачку подвергаются опытные образцы или модели теплообменных аппаратов. При постоянной температуре охлаждаемой воды на входе в аппарат (максимальной по условиям эксплуатации) изменяют температуру охлаждающей воды на входе в трубную часть от $28-30^{\circ}\text{C}$ до минимально возможной со скоростью изменения $2-3^{\circ}\text{C}$ в минуту.

Другой способ: при непрерывной подаче холодной воды (минимально возможной температуры по условиям стенда) в трубную часть аппарата периодически включают и выключают пар, подаваемый в межтрубную полость. Общая продолжительность испытаний 1,5—2 часа, что соответствует 40—60 циклам.

После проведения испытаний на тепловую раскачку проводятся гидравлические испытания на плотность соединений трубок с трубными досками (при снятых крышках).

§ 41. КОНТРОЛЬНО-ИЗМЕРИТЕЛЬНЫЕ ПРИБОРЫ И МЕТОДИКА ЗАМЕРОВ

Измерение величин, характеризующих работу аппаратов, производится во время испытаний с помощью контрольно-измерительных приборов, которые можно подразделить на следующие группы:

- приборы для измерения давления;
- приборы для измерения температуры;
- приборы для измерения расхода.

Все приборы должны иметь паспорта или клейма государственных поверок.

Перечень мер и контрольно-измерительных приборов, применяемых при испытаниях судовых охладителей и подогревателей жидкостей и сроки их поверки

Наименование мер и контрольно-измерительных приборов	Сроки обязательной государственной поверки
Приборы для измерения давления: манометры пружинные всех назначений мановакууметры пружинные манометры жидкостные микроманометры	Один раз в год
Приборы для измерения температуры: термометры ртутные жидкостные, технические и лабораторные термометры до 100 и 300° С с ценой деления 0,1 и 0,2° С термопары образцовые всех разрядов	При выпуске или ремонте Один раз в два года То же
Приборы для измерения расхода: водомеры скоростные, поршневые, дисковые и ротационные	» »
Приборы для измерения времени: хронометры секундомеры	» »
Меры длины (штриховые и концевые): измерительные линейки и рулетки	При выпуске или ремонте

При отсутствии паспортов или клейм измерительный прибор перед испытаниями должен быть проверен или отградуирован по эталонному прибору. Исключение составляют нормальные дроссельные диафрагмы и сопла, выполненные по условиям соответствующих Правил.

Приборы для измерения давления. Для измерения давления теплоносителей в охладителях и подогревателях жидкостей применяют манометры.

По принципу действия манометры подразделяются на пружинные, мембранные, жидкостные, электрические и радиоактивные.

При теплодинамических испытаниях аппаратов широко применяются пружинные манометры, имеющие простую, надежную конструкцию и хорошую наглядность показаний.

В зависимости от назначения пружинные манометры подразделяются на три группы: образцовые, контрольные и технические.

Образцовые манометры предназначены для проверки контрольных и рабочих манометров, их допустимая погрешность составляет $\pm 0,2\%$ от предельного значения шкалы прибора.

Контрольные манометры служат для проверки рабочих манометров и измерения давления в наиболее ответственных местах в период испытаний аппаратов. Допустимая погрешность контрольных приборов не должна превышать $\pm 1\%$ от предельного значения шкалы прибора.

Технические (рабочие) манометры имеют класс точности 1,5 и 2,5 и используются главным образом для измерения давления в эксплуатационных условиях.

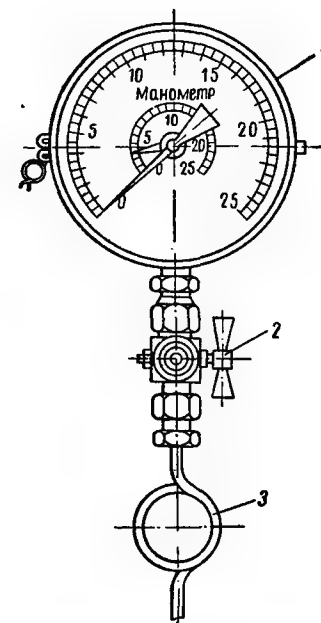


Рис. 98. Установка манометра.

1 — манометр; 2 — манометрический кран; 3 — гидравлический затвор.

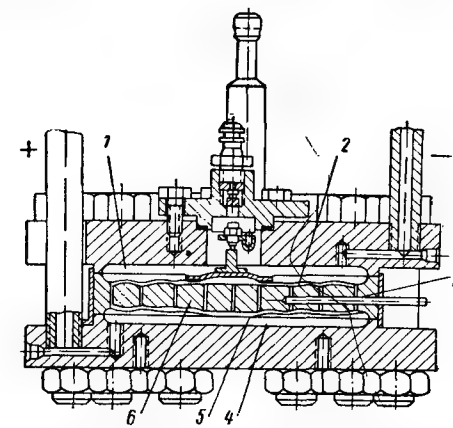


Рис. 99. Конструкция датчика механического мембранного дифференциального манометра.

1, 4 — камеры; 2, 5 — мембраны; 3 — канал; 6 — подушка.

Точность показания манометра может быть нарушена при действии на него свежего пара. Для получения более точных показаний на присоединительной трубке манометра (рис. 98) имеется участок, образующий сифон, который создает гидравлический затвор и исключает прогрев трубчатой пружины.

Для измерения разности давлений применяют дифференциальные манометры.

На рис. 99 показан датчик механического мембранного дифференциального манометра, предназначенного для измерения разности давлений в двух точках (до и после аппарата). Чувствительным элементом датчика являются мембраны. Манометры мембранного типа выпускаются с периодами измерений 0—1600, 0—2500

Таблица 30

Максимально допустимые погрешности показаний ртутных термометров

Интервал температур, °С	Допустимая погрешность при цене деления шкалы, °С					
	0,05	0,1 и 0,2	0,5	1	2	5 и 10
От —30 до 0	—	±0,3	±1	±1	±2	—
1—100	±0,1	±0,2	±1	±1	±2	±5
101—200	—	±0,4	±1	±2	±2	±5

и 0—6000 мм вод. ст. Допустимая погрешность таких приборов не превышает 1,5% от максимального перепада давлений.

Приборы для измерения температуры. При испытаниях судовых охладителей и подогревателей жидкостей для измерения температу

Таблица 31

Пределы показаний лабораторных термометров, °С

Термометр	Пределы показаний	
	нижний	верхний
ТЛ-103	От —50 до —31	21—25
ТЛ-104	От —5 до —1	51—55
ТЛ-105	45—49	101—110
ТЛ-106	95—99	151—160
ТЛ-107	145—149	201—210

тур теплоносителей, корпусов аппаратов или их деталей широко применяют жидкостные термометры, термометры сопротивления и термоэлектрические термометры (термопары).

К числу наиболее распространенных жидкостных термометров относятся ртутные термометры, позволяющие производить измерение температур от —30 до +500°С.

Различают технические и лабораторные жидкостные термометры двух конструктивных

групп: палочные и с вложенной шкалой. Максимально допустимые погрешности показаний ртутных технических и лабораторных термометров в зависимости от предела измеряемых температур и цены деления шкалы приведены в табл. 30.

Для температур, встречающихся в судовых охладителях и подогревателях жидкостей, применяются термометры с ценой деления 0,1; 0,5 и 1°С.

Пределы показаний лабораторных термометров с ценой деления 0,1°С приведены в табл. 31.

При измерении температуры термометры вставляют в гильзы, вваренные в трубопровод. Способы установки гильз для различных случаев расположения трубопроводов показаны на рис. 100.

Для обеспечения лучшего теплового контакта гильзы термометров заливают маслом или заполняют медными или алюминиевыми опилками.

Во избежание влияния температуры аппарата на показания термометров гильзы для термометров устанавливают не на аппаратах непосредственно, а вблизи них на расстоянии 0,5—1 м от крышек или корпуса аппарата.

Гильзы для установки термометров выполняют из металла с низкой теплопроводностью, например из стали. Для измерения температуры морской воды гильзы изготовляют из металлов, стойких в антикоррозионном отношении (латунь морская, бронза).

Концы гильз должны быть опущены ниже оси трубопровода. Длина хвостовой части гильзы должна быть не менее 85 мм, а для

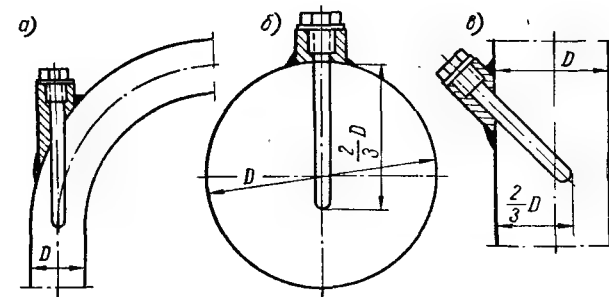


Рис. 100. Различные способы установки гильз термометров: а — в колене трубопровода; б — в горизонтальном трубопроводе; в — в вертикальном трубопроводе.

труб меньшего диаметра следует предусматривать установку их в наклонном положении.

Измерения при испытаниях охладителей и подогревателей жидкостей можно подразделить на прямые и косвенные.

К прямым измерениям относятся такие измерения, при которых результат находится непосредственно по показаниям контрольно-измерительных приборов (например, определение температуры среды с помощью описанных выше ртутных термометров). В практике исковую величину часто определяют прямыми измерениями нескольких других величин, с которыми она связана определенными зависимостями. Такие измерения получили название косвенных.

К ним относится, в частности, измерение температур теплоносителей при помощи термометров сопротивления, принцип действия которых основан на изменении электрического сопротивления металлов в зависимости от температуры. Термометр сопротивления состоит из чувствительного элемента (платиновая или медная проволока), вторичного прибора для измерения, источника тока, соединительных проводов и арматуры. Для измерения сопротивления термометров применяют потенциометры или уравновешенные измерительные мосты с самопишущим устройством.

Температуру теплоносителей и поверхностей трубопроводов, корпусов аппаратов и отдельных деталей измеряют также с помощью термопар. Электродвижущую силу (э. д. с.), возникающую на спае, измеряют с помощью чувствительных милливольтметров (гальванометров) или потенциометров. Электродвижущая сила является функцией температур спаев и определяется опытным путем при градуировке температур. Результаты градуировки представляют обычно в виде таблиц или графиков для различных сочетаний металлов, из которых изготовлена термопара.

Для измерения э. д. с. термопар рекомендуется пользоваться гальванометрами, имеющими сопротивление не ниже 150—200 ом и класс точности не ниже 1,5.

Для установки термопар, имеющих защитную арматуру, на трубопроводы наваривают специальные бобышки с резьбой. Термопары с оправами располагают при испытаниях аналогично расположению жидкостных термометров.

Для уменьшения влияния теплообмена с окружающей средой на показания приборов в месте измерения рекомендуется изолировать трубопровод снаружи выше выступающего края гильзы или бобышки.

Для измерения температуры поверхностей широко применяются специальные поверхностные термопары, а также термощупы, снабженные термометрами сопротивления или полупроводниковыми терморезисторами.

Приборы для измерения расхода. При испытаниях судовых охладителей и подогревателей жидкостей для составления теплового баланса необходимо определять расходы обоих теплоносителей. Расход может быть мгновенным и средним. Мгновенный расход — это количество вещества, протекающего через определенное сечение в единицу времени в момент измерения. Средний расход — это расход вещества за некоторый промежуток времени. Для практических расчетов средний расход может быть определен как среднее арифметическое нескольких мгновенных расходов.

Расход теплоносителей выражается в весовых или объемных единицах измерения, зависимость между которыми следующая:

$$G = v\gamma,$$

где G — вес теплоносителя;

v — его объем;

γ — удельный вес теплоносителя.

Для определения мгновенного расхода пара, конденсата, воды и жидких масел широко применяются дроссельные измерительные приборы (диафрагмы, сопла, трубы Вентури).

При установке и использовании таких приборов необходимо руководствоваться «Правилами 27—54 по применению и поверке расходомеров с нормальными диафрагмами, соплами и трубами

Вентури», разработанными Комитетом стандартов, мер и измерительных приборов при Совете Министров СССР.

Для измерения теплоносителей с большой вязкостью (топлива, масла при низких температурах) дроссельные приборы, как правило, не применяются. В этом случае расходы определяются весовым или объемным способом.

Весовой метод измерения расхода. Количество вещества определяют путем взвешивания на весах с точностью до 1% от общего веса измеряемого вещества.

В практике испытаний судовых охладителей и подогревателей жидкостей этот способ не получил широкого применения из-за громоздкости оборудования для производства измерений, особенно при больших расходах и ряда других недостатков.

Объемный метод измерения расхода. Установка для измерения количества вещества состоит из двух мерных баков и одного расходного, емкость которого должна быть не меньше суммарной емкости двух мерных баков. При изготовлении мерных баков площадь поперечного сечения необходимо выбирать по возможности небольшой, но одинаковой по всей высоте, так как отклонения от этого приводят к погрешности измерений.

Расход жидкости с помощью мерных баков (рис. 101) определяется следующим образом. Жидкость подается поочередно то в один, то в другой бак, а из них через запорный клапан направляется по трубопроводу в расходный бак. При заполнении каждого из баков уровень жидкости измеряется по указательному стеклу и мерной линейке. Все показания во время испытаний (количество опорожняемых баков и уровень жидкости в них) записываются.

Расход жидкости определяется по следующим формулам: при тарировке бака по объемному методу

$$G = [(h_1 + h_3 + h_5 + \dots) a_1 + (h_2 + h_4 + h_6 + \dots) a_2] \gamma_1;$$

при тарировке бака по весовому методу

$$G = [(h_1 + h_3 + h_5 + \dots) b_1 + (h_2 + h_4 + h_6 + \dots) b_2] \frac{\gamma_1}{\gamma_2},$$

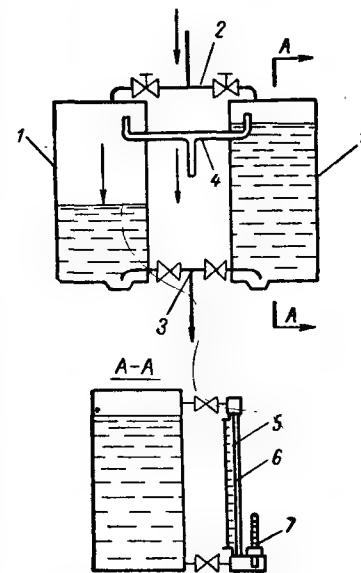


Рис. 101. Мерные баки для определения расхода вязких жидкостей.

1 — мерный бак; 2 — трубопровод для заполнения баков; 3 — расходный трубопровод; 4 — сливная труба; 5 — мерная линейка; 6 — указательное стекло; 7 — термометр.

где G — расход жидкости за время испытания, $\kappa\Gamma$;
 h_1, h_3, h_5 — отсчеты по шкале первого бака, см ;
 h_2, h_4, h_6 — отсчеты по шкале второго бака, см ;
 a_1 — постоянная тарировки по объемному методу для первого бака, $\text{м}^3/\text{см}$;
 a_2 — то же для второго бака, $\text{м}^3/\text{см}$;
 b_1 — постоянная тарировки по весовому методу для первого бака, $\kappa\Gamma/\text{см}$;
 b_2 — то же для второго бака, $\kappa\Gamma/\text{см}$;
 γ_1 — удельный вес жидкости, соответствующий средней температуре во время испытания, $\kappa\Gamma/\text{м}^3$;
 γ — удельный вес жидкости при температуре тарировки, $\kappa\Gamma/\text{м}^3$.

Тарировка баков производится так. Бак заполняют порциями жидкости объемом $A \text{ м}^3$. Каждый раз с добавлением новых порций уровень жидкости будет повышаться на величину $\Delta h \text{ см}$.

В этом случае постоянная тарировки по объемному методу определится по формуле

$$a = \frac{A}{\Delta h} \text{ м}^3/\text{см}.$$

Для определения постоянной тарировки по весовому методу поступают аналогично с той лишь разницей, что определяют вес B порции жидкости. Постоянная тарировки по весовому методу определится по формуле

$$b = \frac{B}{\Delta h} \kappa\Gamma/\text{см}.$$

Методика замеров при испытаниях. Подробный перечень величин, подлежащих опытному определению, приводится в программе испытаний. В перечень включаются все величины, необходимые для определения теплогидродинамических показателей охладителей и подогревателей жидкостей (температуры горячих и холодных теплоносителей на входе и выходе из аппарата, расхода теплоносителей, давления и т. д.).

Записи показаний контрольно-измерительных приборов ведутся на специальных бланках или в журнале наблюдений за испытаниями.

Отсчеты показаний производятся только на установившихся режимах через равные промежутки времени (10—15 мин.). Количество замеров на режиме должно быть не менее пяти, продолжительность испытаний не менее одного часа.

В местах ответственных измерений запись показаний часто дублируется по двум приборам (например, ртутные термометры — термопара). Запись показаний со всех контрольно-измерительных приборов желательно производить по возможности одновременно. Если этого сделать нельзя, то отсчеты можно производить неодновременно, но каждый раз в той же последовательности.

Во избежание ошибок в отсчете при снятии показаний необходимо соблюдать следующие правила, касающиеся главным образом измерения температур:

- термометры не вынимать из гильз;
- не производить отсчет непосредственно после установки термометра, когда температура его резервуара еще не достигла измеряемой температуры среды;
- луч зрения при отсчете показаний должен быть перпендикулярен шкале;
- не приближать источник света слишком близко к термометру.

Обработка опытных данных. При обработке измерений устанавливают средние значения измеренных величин за определенный режим.

При усреднении полученных данных необходимо исключить из рассмотрения случайные показания, резко отличающиеся от остальных величин, полученных на данном режиме.

После усреднения все частные значения сравнивают со среднеарифметическим за режим и определяют величины их расхождений. Допустимые расхождения между частными и среднеарифметическими значениями основных величин за режим не должны превышать 2—3%.

В результате обработки полученных измерений для каждого режима составляют тепловой баланс и строят графические зависимости параметров аппарата, предусмотренных программой испытаний. Так, для охладителей воды весьма часто, кроме основного, спецификационного режима, включаются в программу дополнительные режимы, позволяющие установить следующие зависимости:

- температуры охлаждаемой воды на входе в охладитель от ее расхода при постоянном перепаде температур охлаждающей воды (на входе и выходе из аппарата) и неизменном ее расходе;
- температуры охлаждаемой воды без изменения ее расхода, при выходе из аппарата от расхода охлаждающей воды при неизменной температуре охлаждаемой и охлаждающей воды на входе;
- гидравлического сопротивления полостей охлаждаемой и охлаждающей воды при изменении их расходов и другие зависимости.

Такие графические зависимости позволяют без выполнения поверочных расчетов определить возможность использования данного аппарата на другие характеристики.

§ 42. ОБСЛУЖИВАНИЕ АППАРАТОВ ВО ВРЕМЯ ИСПЫТАНИЙ

Наиболее трудоемкими являются стендовые теплогидродинамические испытания, так как в этом случае одновременно с испытуемым аппаратом находятся в действии другие теплообменные аппараты, обеспечивающие необходимые режимы работы испытуемого охладителя или подогревателя жидкости. Рассмотрим основные положения по обслуживанию охладителей и подогревателей

жидкостей, испытываемых аппаратов и аппаратов, обеспечивающих подогрев или охлаждение теплоносителей при стендовых теплогидродинамических испытаниях.

Подготовка и уход за охладителями и подогревателями жидкостей сводятся к следующим операциям:

- подготовке аппарата к действию;
- включению в работу;
- обслуживанию во время работы;
- выключению.

Подготовка аппарата к действию. Подготавливая аппарат к действию, необходимо:

- произвести наружный осмотр аппарата, убедиться в исправности арматуры и контрольно-измерительных приборов;
- проверить плотность всех соединений, закрытие клапанов;
- проверить состояние протекторов (у охладителей жидкостей, охлаждающей средой у которых является морская вода) и при необходимости очистить рабочую поверхность протекторов от слоя окислов;

— открыть краны для выпуска воздуха (у подогревателей жидкостей, греющей средой у которых является пар).

Ввод аппарата в действие. Для ввода аппарата в действие необходимо:

1. Открыть клапаны выпуска, а затем впуска теплоносителей. У охладителей масла и воды клапаны необходимо открывать в следующей последовательности: в первую очередь клапаны выпуска, а затем впуска охлаждающей воды, после этого клапаны выпуска и впуска охлаждаемого масла или воды. У подогревателей масла, топлива и воды в момент пуска открываются в первую очередь клапаны выпуска, а затем впуска подогреваемой жидкости, после этого клапаны выпуска конденсата и впуска пара.

2. Закрыть клапан выпуска воздуха при появлении из него струи пара (у подогревателя жидкостей).

3. Отрегулировать температуру охлаждаемой воды и масла (у охладителей жидкостей) в соответствии с инструкцией по обслуживанию путем открытия или закрытия клапана впуска охлаждающей воды. Требуемая температура подогрева воды, масла или топлива (у подогревателей жидкостей) устанавливается и поддерживается уровнем конденсата, высота которого контролируется по уровню конденсата в водоуказательном приборе. На спецификационных режимах уровень конденсата должен находиться на $\frac{1}{3}$ высоты стекла водоуказательного прибора. Уровень конденсата поддерживают открытием или закрытием клапана выпуска конденсата.

Обслуживание аппарата во время действия. При работе аппарата необходимо:

— следить за показаниями контрольно-измерительных приборов и поддерживать температуру теплоносителей в пределах, оговоренных инструкцией;

Характерные неполадки, повреждения и способы их устранения

Неполадки или повреждения	Причина неполадок или повреждений	Способы устранения
Протечки жидкости или пара через фланцевые или штуцерные соединения	Нарушена прокладка, слабо завинчены гайки	Выключить аппарат. Подтянуть неплотные соединения в местах протечек. Если нельзя устранить течь без разборки аппарата, его следует выключить, разобрать поврежденное соединение и сменить прокладку
Присутствие в масле охлаждающей воды (у маслоохладителей). Повышение солёности охлаждаемой воды (у охладителей воды). Протечки жидкости или пара в зазоре между двойными трубными досками или через штуцерное соединение, выведенное из полости между двойными трубными досками	Нарушена плотность закрепления трубок или повреждены сами трубки	Выключить аппарат и осушить его. Снять крышки. Определить места повреждений. Подвальцевать единичные трубки, имеющие протечки, или заглушить их. При нарушении плотности вальцовки более 25% трубок межтрубную полость необходимо прощелочить и промыть пресной водой, после чего трубки развальцевать. Межтрубную полость испытать гидравлическим давлением на плотность на величину давления, указанную в ТУ или рабочих чертежах
Резкое повышение или понижение давления жидкости	Лопнула трубка	Выключить аппарат и проверить состояние трубок. Поврежденную трубку заглушить с двух сторон, и аппараты испытать давлением на плотность
Значительное повышение уровня конденсата (у подогревателей воды или топлива)	Нарушена плотность закрепления трубок или повреждены сами трубки	Выключить аппарат и определить места повреждений. Единичные трубки, имеющие протечки, подвальцевать. Поврежденные трубки, имеющие разрывы, заглушить. Испытать межтрубную полость гидравлическим давлением, указанным в ТУ или рабочих чертежах, при снятых крышках

Неполадки или повреждения	Причина неполадок или повреждений	Способы устранения
Повреждено или лопнуло стекло, указательной колонки	Резкое повышение давления, перекося при сборке	Закрывать верхний и нижний клапаны колонки, поврежденное стекло заменить
Повышение температуры масла или охлаждаемой воды при выходе из аппарата при неизменном расходе охлаждающей воды	Загрязнены трубки	Произвести чистку аппарата
Понижение температуры воды, топлива или масла (у маслоподогревателей) при неизменных расходе пара и высоте уровня конденсата	То же	Произвести чистку аппарата. В качестве временной меры снизить уровень конденсата

- следить за плотностью соединений;
- периодически, но не реже одного раза в вахту, производить продувку водоуказательного прибора;
- периодически, но не реже одного раза в сутки, брать пробу масла (у маслоохладителей) через пробный кран для проверки отсутствия в масле воды;
- один-два раза в сутки выпускать воздух из водяных полостей (у охладителей жидкости), для чего необходимо кратковременно приоткрывать воздушный кран.

Выключение аппарата из действия. Для выключения аппарата из действия следует:

- закрыть клапаны впуска, а затем выпуска охлаждаемого масла или воды или клапаны впуска пара, а затем выпуска конденсата (у подогревателей жидкостей);
- закрыть клапаны впуска, а затем выпуска охлаждающей воды (у охладителей жидкостей);
- закрыть клапаны впуска, а затем выпуска топлива, воды и масла (у подогревателей жидкостей);
- при длительном бездействии аппаратов осушить полости аппаратов путем открытия соответствующих клапанов или пробок спуска воды, масла или топлива.

Наиболее характерные неполадки и повреждения судовых охладителей и подогревателей жидкостей и меры по их устранению приведены в табл. 32.

Очистка подогревателей и охладителей жидкостей

При ухудшении работы аппарата и невозможности обеспечить требуемые параметры теплоносителей (воды, масла, топлива) необходимо во время остановки аппарата произвести очистку его полостей. Наиболее прост механический способ очистки. У аппаратов с прямыми трубками загрязнения в виде осадков и накипи, образованные на стенках трубок, удаляют металлическими ершами, проволоочными щетками, струей воды.

Межтрубные полости маслоохладителей, а также внутритрубные полости топливоподогревателей во время эксплуатации покрываются налетом, удалять который механическим способом весьма затруднительно. В этом случае применяют термический способ очистки аппарата с использованием пара или горячей воды. Перед очисткой паром следует взять пробу налета и подобрать по ней соответствующие параметры пара для очистки.

Весьма распространен химический способ очистки (с помощью химических растворителей растворяют осадки, а затем их удаляют водой или паром). В качестве растворителя применяется раствор каустической соды (Na_2CO_3) в теплой воде (из расчета 10—15 кг на 1 т воды) или 5%-ный раствор соляной кислоты HCl (на одну часть технической HCl две части воды). При использовании соляной кислоты в раствор добавляют щавелевую кислоту (из расчета 200—210 г на 1 л раствора).

Иногда для очистки аппаратов, загрязненных осадками масел или топлива, применяют керосин, бензин, четыреххлористый углерод. В этом случае необходимо соблюдать правила техники безопасности во избежание пожаров или отравления рабочих парами четыреххлористого углерода.

Меры по сохранности аппаратов

Осмотры и ремонты. При длительной эксплуатации теплообменников снижается их производительность, материалы отдельных деталей и узлов разрушаются. Аналогичные явления могут наблюдаться и в стеновых условиях. Выход из строя одного из аппаратов, обеспечивающих испытание головного или опытного образца, может привести к срыву испытаний или значительно удлинить сроки сдачи аппарата.

В связи с этим должна быть строгая система осмотров и профилактических ремонтов, предупреждающих появление течи и других повреждений теплообменных аппаратов. От состояния теплообменных аппаратов, установленных на стенде, во многом зависит успех проводимых испытаний головных и опытных образцов теплообменников.

Способы и объекты осмотра. Наружный осмотр. Внешнее состояние теплообменника определяется по следующим показателям: состоянию обшивки и изоляции, качеству окраски,

плотности фланцевых соединений, ослаблению фундаментных болтов, исправности контрольно-измерительных приборов, установленных на трубопроводах вблизи теплообменного аппарата.

Внутренний осмотр. Состояние внутренних поверхностей определяется по наличию коррозии, накипи, шлама, повреждений, разрывов прокладок, состоянию сварных и вальцовочных соединений, покрытий и протекторов.

§ 43. ТЕХНИКА БЕЗОПАСНОСТИ

Создание безопасных условий труда и проведение мероприятий по обеспечению безопасности эксплуатации аппаратов на стенде осуществляются руководством завода.

Начальник испытательного стенда (цеха) должен принять следующие меры, чтобы исключить возможность серьезных неполадок, аварий и связанных с ними несчастных случаев:

а) обучить испытательную команду (группу) безопасным методам работы;

б) проверить, имеются ли на рабочих местах инструкции по обслуживанию аппаратов и основным правилам техники безопасности;

в) проконтролировать выполнение личным составом испытательных команд правил и инструкций;

г) обеспечить движущиеся механизмы ограждениями;

д) организовать хранение легковоспламеняющихся веществ, проверить исправность противопожарных средств и т. д.

При малейших пропусках пара или воды необходимо устранить дефекты. Особое внимание должно быть обращено на состояние арматуры. При значительных пропусках пара или воды установку необходимо вывести из действия и устранить неисправности.

Категорически запрещается превышать в аппаратах давление и температуру, предусмотренные в инструкции и паспорте на аппарат.

Следует строго выполнять и контролировать график по проверке контрольно-измерительных приборов. Все приборы должны быть опломбированы.

Аппараты не должны иметь неплотностей и других неисправностей.

На все аппараты должны быть паспорта, куда необходимо заносить результаты осмотров и ремонтов, испытаний и освидетельствований, а также изменения в конструкции.

Ремонтные работы следует производить только на основании письменного распоряжения начальника стенда (цеха), где должны быть указаны основные условия безопасности, которые необходимо соблюдать во время предстоящих ремонтных работ.

Ремонтные работы нужно выполнять только после остывания аппарата. Предварительно необходимо убедиться, что аппарат не

находится под давлением. Клапаны, находящиеся на магистралях, идущих к ремонтуемому аппарату, должны быть закрыты, зафиксированы и на них вывешена табличка «Не открывать, опасно для жизни».

Если на стенд доставляют топливо или масло в бочках, последние должны быть тщательно очищены от грязи, песка и т. д. При подогреве топлива или масла необходимо организовать вентиляцию цистерн и окружающих их помещений.

В стендовых условиях также должны быть приняты меры безопасности при приеме и хранении топлива. Прием топлива и масла следует производить только по трубопроводам или шлангам непосредственно в цистерны или другие емкости. Патрубки приемных трубопроводов должны быть всегда герметичны.

Подготовка аппаратов к транспортировке

Все изготовленные на заводе аппараты, а также головные и опытные образцы аппаратов после проведения теплотехнических испытаний испытывают гидравлическим давлением на прочность и плотность.

Межтрубные полости следует испытывать пресной профильтрованной водой во избежание их загрязнения.

Для аппаратов, к которым предъявляются повышенные требования по чистоте межтрубной полости, в рабочих чертежах оговаривается специальное требование о дополнительной промывке межтрубной полости после проведения гидравлических испытаний: межтрубную полость аппарата прокачивают подогретым до температуры 60—70°С профильтрованным дистиллятом при скорости дистиллята в корпусе аппарата 1—1,5 м/сек.

Промывка межтрубной полости аппарата может быть осуществлена также путем вращения заполненного до половины дистиллятом аппарата вокруг его оси с помощью механического привода.

Качество промывки в обоих случаях проверяется контролем чистоты сливаемого дистиллята. На белом полотне, установленном в конце промывки на выходном патрубке дистиллята, не должно быть механических включений. Если имеются загрязнения, промывку повторяют.

По окончании промывки и осушения патрубки межтрубной полости (входа и выхода) заглушают промытыми заглушками, выполненными из нержавеющей стали и устанавливаемыми на паронитовых прокладках.

Все обработанные поверхности деталей и запасных частей до упаковки в тару покрывают стойкой антикоррозионной смазкой. В качестве смазки могут быть рекомендованы жидкие консервационные смазки К-17 и К-17И (ГОСТ 10877—64). Как показал опыт, эти марки смазок обеспечивают надежную защиту от атмосферной коррозии нового и находившегося в эксплуатации оборудования

при условии хранения в складских помещениях, в таре или под навесом. Аппараты могут быть законсервированы смазками К-17 и К-17И также при отправке их в районы с тропическим климатом.

Все необработанные поверхности окрашивают в соответствии с указаниями в рабочих чертежах. В случае нарушения окраски аппарата во время транспортировки, монтажа и демонтажа на тепло-техническом стенде ее следует восстановить.

Законсервированный аппарат и запасные части к нему упаковывают и закрепляют в прочной таре во избежание механических повреждений. В эту же тару должна быть вложена учетно-отправочная ведомость, подписанная ОТК завода-поставщика после проверки указанных в ней деталей, а также надежности их консервации и закрепления.

На таре должна быть маркировка, нанесенная с помощью трафарета несмываемой краской.

Одновременно заказчику отправляется отчетная и эксплуатационная документация, предусмотренная техническими условиями на поставку аппарата (паспорт аппарата, чертежи общего вида аппарата, удостоверение о его приемке, учетно-отправочная ведомость, описание и инструкция по обслуживанию).

Специальным извещением завод-изготовитель аппарата уведомляет заказчика об отправке перечисленной документации.

ПРИЛОЖЕНИЕ I

Насыщенный водяной пар (по давлениям)

Давление $p_{п.}$ атм	Температура насыщения $t_{п.}$ °С	Удельный объем насыщенного пара $v_{п.}$ м³/кг	Удельный вес насыщенного пара $\gamma_{п.}$ кг/м³	Теплосодержание (энтальпия)		Теплота парообразования r , ккал/кг
				жидкости $i_{в.}$ ккал/кг	пара $i_{п.}$ ккал/кг	
0,02	17,204	68,25	0,01465	17,25	604,9	587,6
0,03	23,772	46,52	0,02150	23,81	607,8	584,0
0,04	28,641	35,46	0,02820	28,67	609,8	581,1
0,05	32,55	28,72	0,03482	32,57	611,5	578,9
0,06	35,82	24,19	0,04134	35,83	612,9	577,1
0,07	38,66	20,91	0,04782	38,67	614,1	575,4
0,08	41,16	18,45	0,05420	41,16	615,2	574,0
0,09	43,41	16,50	0,06061	43,41	616,1	572,7
0,1	45,45	14,95	0,06689	45,45	617,0	571,6
0,2	59,67	7,789	0,1284	59,65	623,1	563,4
0,3	68,68	5,324	0,1878	68,66	626,8	558,1
0,4	75,42	4,066	0,2459	75,41	629,5	554,1
0,5	80,86	3,299	0,3031	80,86	631,6	550,7
0,6	85,45	2,782	0,3595	85,47	633,5	548,0
0,7	89,45	2,408	0,4153	89,49	635,1	545,6
0,8	92,99	2,125	0,4706	93,05	636,4	543,3
0,9	96,18	1,903	0,5252	96,26	637,6	541,3
1,0	99,09	1,725	0,5797	99,19	638,8	539,6
1,5	110,79	1,181	0,8467	110,99	643,1	532,1
2,0	119,62	0,9018	1,109	119,94	646,3	526,1
2,5	126,79	0,7318	1,367	127,2	648,7	521,5
3,0	132,88	0,6169	1,621	133,4	650,7	517,3
3,5	138,19	0,5338	1,873	138,9	652,4	513,5
4,0	142,92	0,4709	2,124	143,7	653,9	510,2
4,5	147,2	0,4215	2,373	148,1	655,2	507,1
5,0	151,11	0,3817	2,620	152,1	656,3	504,2
5,2	152,59	0,3679	2,718	153,7	656,7	503,0
5,4	154,02	0,3550	2,817	155,1	657,1	502,0
5,6	155,41	0,3431	2,915	156,6	657,5	500,9
5,8	156,76	0,3319	3,013	158,0	657,9	699,9
6,0	158,08	0,3214	3,111	159,3	658,3	498,9
6,2	159,36	0,3116	3,209	160,7	658,6	497,9
6,4	160,61	0,3024	3,307	162,0	659,0	497,0
6,6	161,82	0,2938	3,304	163,2	659,3	486,1
6,8	163,01	0,2856	3,501	164,5	659,6	495,1
7,0	164,17	0,2778	3,600	165,7	659,9	494,2
7,2	165,31	0,2705	3,697	166,9	660,2	493,3
7,4	166,42	0,2636	3,794	168,0	660,4	492,4
7,6	167,51	0,2570	3,891	168,2	660,7	491,5
7,8	168,57	0,2507	3,989	170,3	661,0	490,7

Давление p_n , атм	Температура насыщения t_n , °C	Удельный объем насыщенного пара v_n , м³/кг	Удельный вес насыщенного пара γ_n , кг/м³	Теплосодержание (энтальпия)		Теплота парообразования r , ккал/кг
				жидкости i_n , ккал/кг	пара i_n , ккал/кг	
8,0	169,61	0,2448	4,085	171,4	661,2	489,8
8,2	170,63	0,2391	4,182	172,4	661,4	489,0
8,4	171,63	0,2337	4,279	173,4	661,7	489,3
8,6	172,61	0,2286	4,375	174,5	661,9	487,4
8,8	173,58	0,2236	4,472	175,4	662,1	486,6
9,0	174,53	0,2189	4,568	176,5	662,3	485,8
9,2	175,46	0,2144	4,664	177,5	662,5	485,0
9,4	176,38	0,2100	4,762	178,5	662,7	484,2
9,6	177,28	0,2058	4,859	179,4	662,9	483,5
9,8	178,16	0,2019	4,953	180,3	663,1	482,8
10,0	179,04	0,1980	5,051	181,3	663,3	482,1
10,5	181,16	0,1890	5,291	183,5	663,7	480,2
11,0	183,20	0,1808	5,531	185,7	664,1	478,4
11,5	185,17	0,1733	5,770	187,7	664,5	476,8
12,0	187,08	0,1663	6,013	189,8	664,9	475,1
12,5	188,92	0,1599	6,254	191,7	665,3	473,6
13,0	190,71	0,1540	6,494	193,6	665,6	472,0
13,5	192,45	0,1485	6,734	195,5	665,9	470,4
14,0	194,13	0,1434	6,974	197,3	666,2	468,9
14,5	195,77	0,1387	7,210	199,1	666,4	467,4
15,0	197,36	0,1342	7,452	200,7	666,7	465,9
15,5	198,91	0,1300	7,692	202,4	666,9	464,5
16,0	200,43	0,1261	7,930	204,0	667,1	463,1
16,5	201,91	0,1224	8,170	205,6	667,3	461,7
17,0	203,35	0,1189	8,410	207,2	667,5	460,3
17,5	204,76	0,1156	8,651	208,7	667,7	459,0
18,0	206,14	0,1125	8,889	210,2	667,8	457,6
18,5	207,49	0,1095	9,132	211,7	668,0	456,3
19,0	208,81	0,1067	9,372	213,1	668,2	455,1
19,5	210,11	0,1040	9,615	214,5	668,3	453,8
20,0	211,38	0,1015	9,852	215,9	668,5	452,5
21,0	213,85	0,09676	10,34	218,6	668,7	450,1
22,0	216,23	0,09245	10,82	221,2	668,9	447,7
23,0	218,53	0,08849	11,30	223,8	669,0	445,2
24,0	220,75	0,08486	11,78	226,2	669,2	443,0
25,0	222,90	0,08150	12,27	228,6	669,3	440,7
26,0	224,99	0,07838	12,76	230,9	669,4	438,5
27,0	227,01	0,07551	13,24	233,2	669,4	436,2
28,0	228,98	0,07282	13,73	235,4	669,5	434,1
29,0	230,89	0,07032	14,22	237,5	669,5	432,0

Давление p_n , атм	Температура насыщения t_n , °C	Удельный объем насыщенного пара v_n , м³/кг	Удельный вес насыщенного пара γ_n , кг/м³	Теплосодержание (энтальпия)		Теплота парообразования r , ккал/кг
				жидкости i_n , ккал/кг	пара i_n , ккал/кг	
30,0	232,76	0,06797	14,93	233,6	669,6	430,0
31,0	234,57	0,06578	15,20	244,7	669,6	427,9
32,0	236,35	0,06370	15,70	244,7	669,6	425,9
33,0	238,08	0,06176	16,19	244,6	669,6	423,9
34,0	239,77	0,05995	16,68	244,6	669,5	421,9
35,0	241,42	0,05819	17,18	244,5	669,5	420,0
36,0	243,04	0,05654	17,69	245,3	669,4	418,1
37,0	244,62	0,05499	18,18	245,1	669,3	416,2
38,0	246,17	0,05352	18,68	245,9	669,2	414,3
39,0	247,69	0,05211	19,19	255,7	669,2	412,5
40,0	249,18	0,05077	19,70	258,4	669,0	410,6
41,0	250,64	0,04950	20,20	260,1	668,9	408,8
42,0	252,07	0,04829	20,71	261,8	668,8	407,0
43,0	253,48	0,04713	21,22	263,4	668,7	405,3
44,0	254,87	0,04601	21,73	265,0	668,5	403,5
45,0	256,23	0,04495	22,25	266,6	668,4	401,8
46,0	257,56	0,04394	22,76	268,2	668,2	400,0
47,0	258,88	0,04296	23,28	269,8	668,0	398,2
48,0	260,17	0,04203	23,79	271,3	667,9	396,6
49,0	261,45	0,04112	24,32	272,8	667,7	394,9
50,0	262,70	0,04026	24,84	274,3	667,5	393,2

ПРИЛОЖЕНИЕ II

Физические параметры воды на линии насыщения

$t, ^\circ\text{C}$	$\gamma, \text{кг/м}^3$	$c_p, \text{ккал/кг}^\circ\text{C}$	$\lambda, \text{ккал/м} \cdot \text{час}^\circ\text{C}$	$\alpha \cdot 10^4, \text{м}^2/\text{час}^\circ\text{C}$	$\mu \cdot 10^6, \text{кг} \cdot \text{сек/м}^2$	$\nu \cdot 10^6, \text{м}^2/\text{сек}$	$\beta \cdot 10^4, 1/\text{град}$	Pr
1	999,8	1,012	0,474	4,7	182,5	1,790	-0,63	13,7
10	999,6	1,006	0,494	4,9	133,0	1,300	+0,88	9,56
20	998,2	1,004	0,515	5,1	102,0	1,000	2,07	7,06
30	995,6	1,003	0,531	5,3	87,7	0,805	3,04	5,5
40	992,2	1,003	0,545	5,5	66,6	0,659	3,90	4,3
50	988,0	1,003	0,557	5,6	56,0	0,556	4,6	3,56
60	983,2	1,004	0,567	5,8	48,0	0,479	5,3	3,00
70	977,7	1,006	0,574	5,8	41,4	0,415	5,8	2,56
80	971,8	1,007	0,580	5,9	36,3	0,366	6,3	2,23
90	965,3	1,009	0,585	6,0	32,1	0,326	7,0	1,95
100	958,3	1,010	0,587	6,1	28,8	0,295	7,5	1,75
110	951,8	1,012	0,589	6,1	26,0	0,268	8,0	1,58
120	943,1	1,015	0,590	6,2	23,5	0,244	8,6	1,43
130	934,8	1,020	0,590	6,2	21,6	0,226	9,2	1,32
140	926,1	1,025	0,589	6,2	10,0	0,212	9,7	1,23
150	916,9	1,032	0,588	6,2	18,9	0,202	10,3	1,17
160	907,4	1,040	0,587	6,2	17,7	0,191	10,8	1,10
170	897,3	1,048	0,584	6,2	16,6	0,181	11,5	1,05
180	886,9	1,057	0,583	6,2	15,6	0,173	12,2	1,01
190	876,0	1,066	0,576	6,2	14,8	0,166	12,9	0,97
200	864,7	1,078	0,570	6,1	14,1	0,160	13,6	0,92
210	852,8	1,10	0,563	6,0	13,4	0,154	14,6	0,92
220	840,3	1,11	0,555	6,0	12,8	0,149	15,6	0,90
230	827,3	1,12	0,548	6,0	12,2	0,145	16,7	0,88
240	813,6	1,13	0,540	5,9	11,7	0,141	17,9	0,86
250	799,2	1,16	0,531	5,7	11,2	0,137	19,4	0,86
260	784,0	1,18	0,520	5,6	10,8	0,135	21,2	0,86
270	767,9	1,20	0,507	5,5	10,4	0,133	22,3	0,87
280	750,7	1,25	0,494	5,3	10,0	0,131	24,0	0,89
290	732,3	1,30	0,480	5,0	9,6	0,129	25,7	0,92
300	712,5	1,38	0,464	4,7	9,3	0,128	31,4	0,98
310	690,6	1,47	0,446	4,4	9,0	0,128	36	1,05
320	667,1	1,57	0,425	4,1	8,7	0,128	40	1,13
330	640,2	1,72	0,402	3,7	8,3	0,127	45	1,25
340	609,4	1,95	0,376	3,2	7,9	0,127	61	1,45
350	572,0	2,2	0,344	2,7	7,4	0,127	69	1,67

ПРИЛОЖЕНИЕ III

Физические параметры турбинного масла 30 (УТ)

$t, ^\circ\text{C}$	$\gamma, \text{кг/м}^3$	$c_p, \text{ккал/кг}^\circ\text{C}$	$\lambda, \text{ккал/м} \cdot \text{час}^\circ\text{C}$	$\nu \cdot 10^6, \text{м}^2/\text{сек}$	$\mu \cdot 10^6, \text{кг} \cdot \text{сек/м}^2$	$\alpha \cdot 10^4, \text{м}^2/\text{час}^\circ\text{C}$	Pr
10	905	0,43	0,1113	340	31 300	3,19	4260
20	899	0,438	0,1107	162	14 800	3,45	2070
30	893	0,447	0,1101	83	7 550	3,73	1075
40	886	0,455	0,1095	49	4 420	4,0	650
50	880	0,4635	0,1089	31	2 780	4,24	417
60	873	0,472	0,1083	20,5	1 825	4,51	281
70	867	0,4805	0,1077	14,6	1 290	4,74	204
80	861	0,489	0,1071	10,7	939	4,98	151
90	854	0,4975	0,1065	7,95	692	5,24	114
100	848	0,506	0,1059	6,0	518	5,48	87,5

ПРИЛОЖЕНИЕ IV

Физические параметры турбинного масла 46 (Т)

$t, ^\circ\text{C}$	$\gamma, \text{кг/м}^3$	$c_p, \text{ккал/кг}^\circ\text{C}$	$\lambda, \text{ккал/м} \cdot \text{час}^\circ\text{C}$	$\nu \cdot 10^6, \text{м}^2/\text{сек}$	$\mu \cdot 10^6, \text{кг} \cdot \text{сек/м}^2$	$\alpha \cdot 10^4, \text{м}^2/\text{час}^\circ\text{C}$	Pr
10	901	0,434	0,1119	650	59 700	3,17	8220
20	895	0,4425	0,1113	280	25 500	3,43	3590
30	888	0,451	0,1106	140	12 680	3,72	1820
40	882	0,459	0,1100	75	6 740	3,97	995
50	876	0,467	0,1094	45	4 020	4,22	602
60	869,5	0,476	0,1088	28,4	2 510	4,49	388
70	863	0,484	0,1082	19,5	1 715	4,74	271
80	856,5	0,493	0,1076	14	1 220	4,97	198
90	850	0,5015	0,1070	10,2	882	5,24	146
100	844	0,51	0,1064	7,8	670	5,46	113,4

ПРИЛОЖЕНИЕ V

Физические параметры дизельного масла

$t, ^\circ\text{C}$	$\gamma, \text{кг/м}^3$	$c_p, \text{ккал/кг}\cdot^\circ\text{C}$	$\lambda, \text{ккал/м}\cdot\text{час}\cdot^\circ\text{C}$	$\nu\cdot 10^8, \text{см}^2/\text{сек}$	$\mu\cdot 10^5, \text{кг/сек}\cdot\text{м}^2$	$a\cdot 10^4, \text{м}^2/\text{час}$	Pr
10	915	0,431	0,1101	1520	141 600	3,14	19 550
20	908,4	0,439	0,1095	620	57 400	3,41	8 000
30	902	0,4475	0,1089	280	25 700	3,69	3 730
40	895,5	0,456	0,1083	135	12 300	3,94	1 840
50	889	0,464	0,1077	76	6 870	4,2	1 045
60	882,4	0,473	0,1071	45	4 040	4,45	630
70	876	0,481	0,1065	29	2 590	4,71	413
80	870	0,490	0,1059	20	1 770	4,92	290
90	863,1	0,498	0,1053	14,2	1 250	5,19	208
100	857	0,5065	0,1047	10,8	945	5,41	162

ПРИЛОЖЕНИЕ VII

Физические параметры флотского мазута М20

$t, ^\circ\text{C}$	$\gamma, \text{кг/м}^3$	$c_p, \text{ккал/кг}\cdot^\circ\text{C}$	$\lambda, \text{ккал/м}\cdot\text{час}\cdot^\circ\text{C}$	$\nu\cdot 10^6, \text{м}^2/\text{сек}$	$\mu\cdot 10^5, \text{кг/сек}\cdot\text{м}^2$	$a\cdot 10^4, \text{м}^2/\text{час}$	Pr
10	947,8	0,423	0,1063	—	—	3,09	—
20	942,0	0,431	0,1057	1650	158 000	3,35	22 200
30	936,2	0,440	0,1051	610	58 200	3,62	8 600
40	930,4	0,449	0,1046	270	25 600	3,86	3 880
50	924,6	0,457	0,1040	136	12 800	4,09	1 990
60	918,8	0,465	0,1034	74	6 920	4,36	1 100
70	913,0	0,474	0,1028	45	4 180	4,58	680
80	907,2	0,482	0,1023	28,5	2 630	4,8	437
90	901,4	0,490	0,1017	19,2	1 760	4,98	300
100	895,5	0,498	0,1011	14	1 275	5,27	222

ПРИЛОЖЕНИЕ VI

Физические параметры флотского мазута М12

$t, ^\circ\text{C}$	$\gamma, \text{кг/м}^3$	$c_p, \text{ккал/кг}\cdot^\circ\text{C}$	$\lambda, \text{ккал/м}\cdot\text{час}\cdot^\circ\text{C}$	$\nu\cdot 10^6, \text{м}^2/\text{сек}$	$\mu\cdot 10^5, \text{кг/сек}\cdot\text{м}^2$	$a\cdot 10^4, \text{м}^2/\text{час}$	Pr
10	934,9	0,426	0,1077	1900	181 000	3,12	25 300
20	928,8	0,434	0,1071	730	64 200	3,45	9 180
30	922,7	0,442	0,1065	320	30 100	3,65	4 430
40	916,7	0,451	0,1060	158	14 720	3,89	2 215
50	910,6	0,459	0,1054	87	8 110	4,14	1 250
60	904,5	0,467	0,1048	52	4 780	4,4	755
70	898,5	0,475	0,1042	32,2	2 940	4,64	472
80	892,4	0,484	0,1036	24,6	2 235	4,86	368
90	886,3	0,493	0,1030	15,8	1 425	5,11	240
100	880,2	0,501	0,1024	11,8	1 060	5,34	183

ПРИЛОЖЕНИЕ VIII

Физические параметры котельного топлива М40

$t, ^\circ\text{C}$	$\gamma, \text{кг/м}^3$	$c_p, \text{ккал/кг}\cdot^\circ\text{C}$	$\lambda, \text{ккал/м}\cdot\text{час}\cdot^\circ\text{C}$	$\nu\cdot 10^6, \text{м}^2/\text{сек}$	$\mu\cdot 10^5, \text{кг/сек}\cdot\text{м}^2$	$a\cdot 10^4, \text{м}^2/\text{час}$	Pr
10	964,7	0,420	0,1044	—	—	3,06	—
20	959,0	0,428	0,1039	4500	440 000	3,31	64 000
30	953,3	0,435	0,1033	1500	145 800	3,59	21 650
40	947,7	0,445	0,1027	650	62 700	3,81	9 600
50	942,0	0,453	0,1022	320	30 700	4,05	4 800
60	936,3	0,462	0,1016	170	10 200	4,3	2 600
70	930,7	0,469	0,1010	95	9 010	4,52	1 475
80	925,0	0,477	0,1005	60	5 650	4,76	945
90	919,3	0,486	0,0999	39	3 650	5,0	628
100	913,6	0,494	0,0993	27	2 510	5,21	440

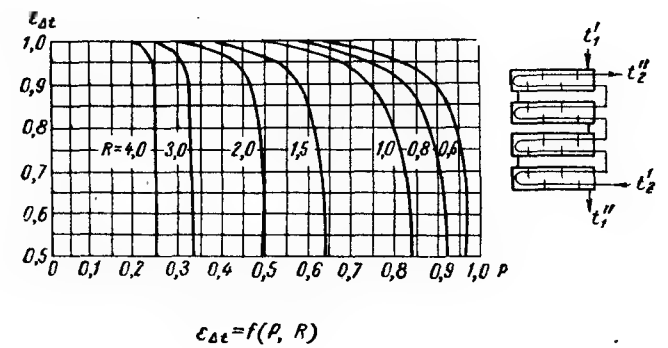
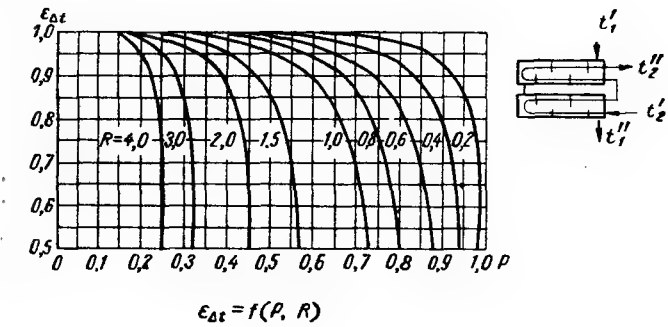
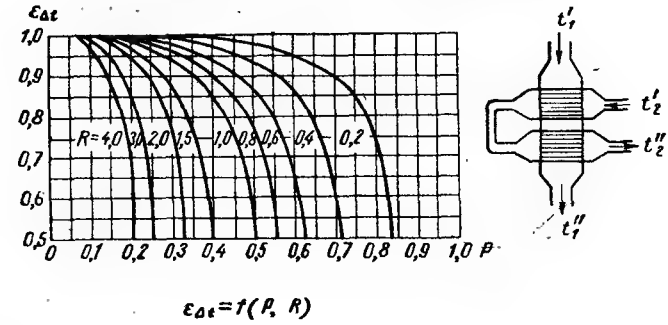
ПРИЛОЖЕНИЕ IX

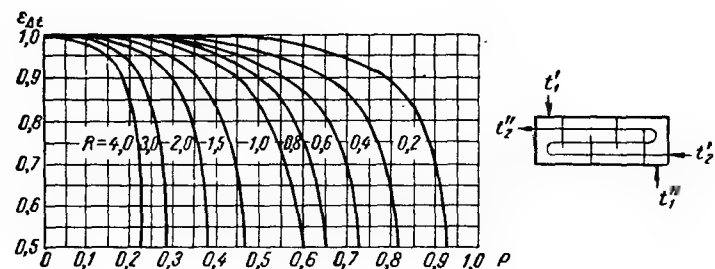
Физические параметры морской воды в зависимости от температуры t ,
(°C) и солености s (‰)

$t, ^\circ\text{C}$	$s, \text{‰}$	$\gamma, \text{кг/м}^3$	$c_p, \text{ккал/кг}^\circ\text{C}$	$\lambda, \text{ккал/м}^\circ\text{C}$	$\nu \cdot 10^6, \text{м}^2/\text{сек}$	$\mu \cdot 10^6, \text{кг}^\circ\text{C/м}^2$	$a \cdot 10^6, \text{м}^2/\text{час}$	Pr
10	10	1008,8	0,97	0,477	1,31	134,7	4,89	9,66
	20	1017,1	0,953	0,471	1,312	136,0	4,86	9,7
	30	1023	0,941	0,468	1,319	137,5	4,85	9,78
15	10	1008	0,968	0,4838	1,143	117,5	4,95	8,32
	20	1016,3	0,951	0,4775	1,145	118,8	4,94	8,36
	30	1022,1	0,9395	0,4748	1,15	120	4,93	8,39
20	10	1007,2	0,967	0,4904	1,012	104,0	5,04	7,24
	20	1015,3	0,95	0,4844	1,02	105,2	5,02	7,3
	30	1021	0,938	0,4815	1,022	106,5	5,0	7,33
25	10	1006	0,9663	0,497	0,9	92,4	5,11	6,35
	20	1014	0,949	0,491	0,904	93,5	5,10	6,38
	30	1019,6	0,9375	0,4884	0,916	95	5,10	6,44
30	10	1004,7	0,966	0,5035	0,81	83,2	5,19	5,64
	20	1012,5	0,949	0,498	0,819	84,5	5,18	5,69
	30	1018	0,937	0,495	0,824	85,5	5,18	5,72
35	10	1003	0,966	0,51	0,75	76,9	5,26	5,14
	20	1010,8	0,949	0,505	0,756	78	5,26	5,17
	30	1016	0,9365	0,502	0,763	79	5,26	5,2

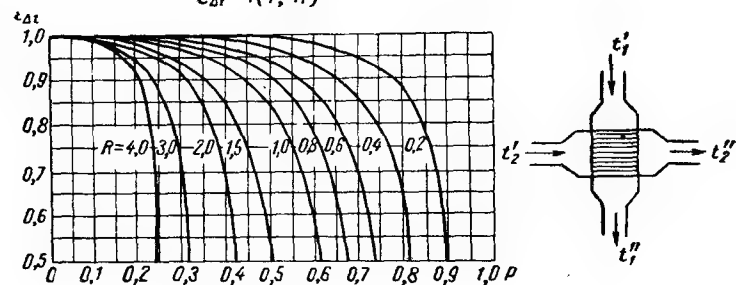
ПРИЛОЖЕНИЕ X

К определению поправочного коэффициента

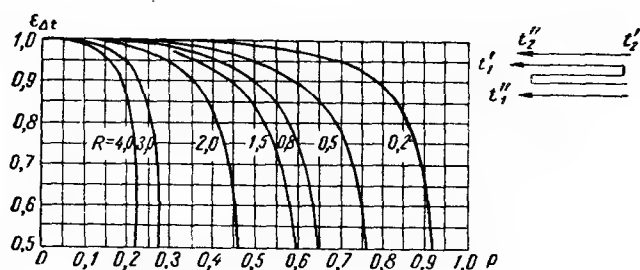




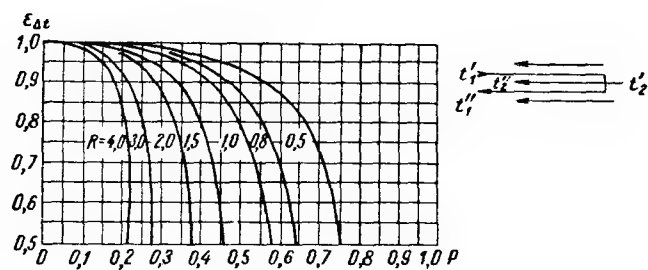
$$\varepsilon_{\Delta t} = f(\rho, R)$$



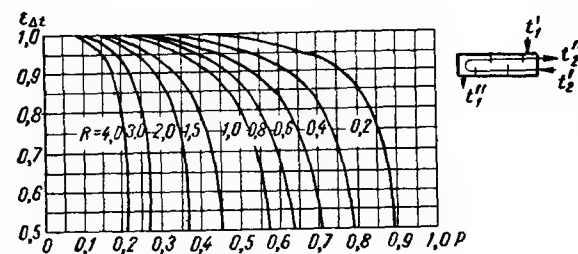
$$\varepsilon_{\Delta t} = f(\rho, R)$$



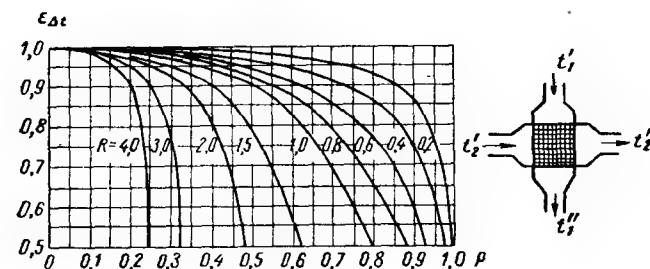
$$\varepsilon_{\Delta t} = f(\rho, R)$$



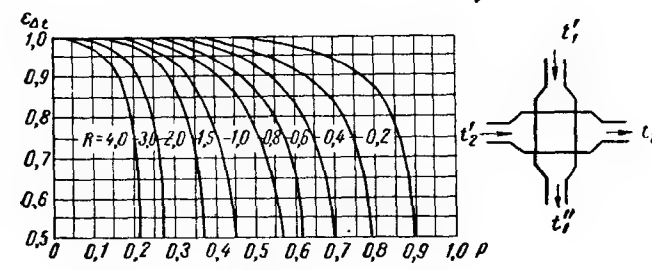
$$\varepsilon_{\Delta t} = f(\rho, R)$$



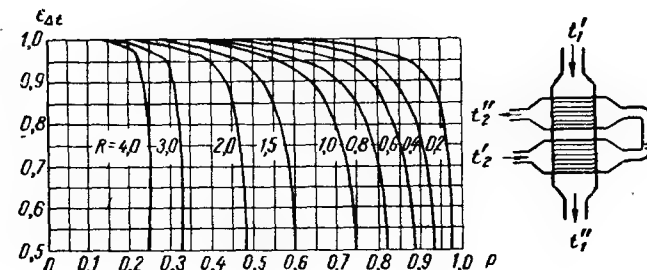
$$\varepsilon_{\Delta t} = f(\rho, R)$$



$$\varepsilon_{\Delta t} = f(\rho, R)$$



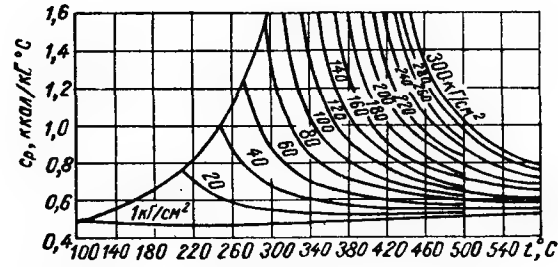
$$\varepsilon_{\Delta t} = f(\rho, R)$$



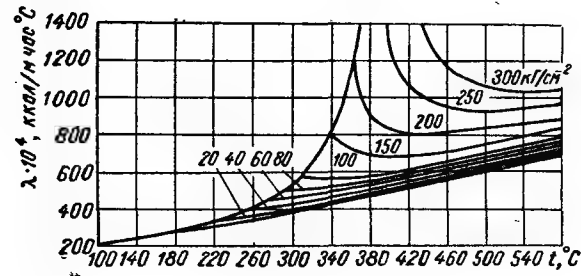
$$\varepsilon_{\Delta t} = f(\rho, R)$$

Физические параметры перегретого водяного пара

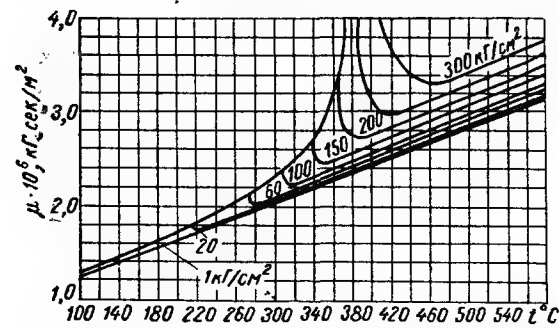
К определению теплоемкости



К определению коэффициента теплопроводности



К определению коэффициента динамической вязкости



ПРИЛОЖЕНИЕ XII

Новые единицы измерений в системе СИ

Наименование величин	Принятые в книге		Система СИ		Соотношение между единицами измерения
	единица измерения	обозначение	единица измерения	обозначение	
Длина	Метр	м	Метр	м	—
Время	Секунда	сек.	Секунда	сек.	—
Температура	Градус Цельсия	°C	Градус Кельвина	°K	$t = T - 273,15$ (t — температура, °C; T — температура, °K)
Сила	Килограмм-сила	кг	Ньютон	н	$1 \text{ кг} \approx 9,81 \text{ н}$
Кинематическая вязкость	Квадратный сантиметр на секунду	см²/сек	Квадратный метр на секунду	м²/сек	$1 \text{ см}^2/\text{сек} = 10^{-4} \text{ м}^2/\text{сек}$
Динамическая вязкость	Килограмм-сила-секунда на квадратный метр	кг·сек/м²	Ньютон секунда на квадратный метр	н·сек/м²	$1 \text{ кг} \cdot \text{сек}/\text{м}^2 \approx 9,81 \text{ н} \cdot \text{сек}/\text{м}^2$
Ударная вязкость	Килограмм-сила-метр на квадратный сантиметр	кг·м/см²	Джоуль на квадратный метр	дж/м²	$1 \text{ кг} \cdot \text{м}/\text{см}^2 = 9,80665 \cdot 10^4 \text{ дж}/\text{м}^2 \approx 98,1 \text{ кдж}/\text{м}^2 = 0,0981 \text{ М дж}/\text{м}^2$
Давление, напряжение (механическое)	Килограмм-сила на квадратный миллиметр	кг/мм²	Ньютон на квадратный метр	н/м²	$1 \text{ кг}/\text{мм}^2 \approx 9,81 \cdot 10^6 \text{ н}/\text{м}^2 \approx 9,81 \text{ М н}/\text{м}^2$
	Килограмм-сила на квадратный сантиметр	кг/см²	Ньютон на квадратный метр	н/м²	$1 \text{ кг}/\text{см}^2 \approx 9,81 \cdot 10^4 \text{ н}/\text{м}^2 \approx 9,81 \text{ н}/\text{см}^2$
	Миллиметры водяного столба	мм вод. ст.	Ньютон на квадратный метр	н/м²	$1 \text{ мм вод. ст.} \approx 9,81 \text{ н}/\text{м}^2$
	Миллиметры ртутного столба	мм рт. ст.	Ньютон на квадратный метр	н/м²	$1 \text{ мм рт. ст.} \approx 133,3 \text{ н}/\text{м}^2$

Наименование величин	Принятые в книге		Система СИ		Соотношение между единицами измерения
	единица измерения	обозначение	единица измерения	обозначение	
Работа, энергия	Килограмм-сила метр	кг·м	Джоуль	дж	1 кг·м $\approx$ 9,81 дж
Мощность	Килограмм-сила метр в секунду	кг·м/сек	Ватт	вт	1 кг·м/сек $\approx$ 9,81 вт
Количество теплоты	Килокалория	ккал	Джоуль	дж	1 ккал = $4,1868 \cdot 10^3$ дж $\approx$ 4,19 кДж
Тепловой поток	Килокалория в час	ккал/час	Ватт	вт	1 ккал/час $\approx$ 1,163 вт
Удельная теплоемкость	Килокалория на килограмм градус	ккал/кг°С	Джоуль на кило- грамм градус	дж/кг°С	1 ккал/кг·°С = = $4,1868 \cdot 10^3$ дж/кг·°С $\approx$ $\approx$ 4,19 кдж/кг·°С
Коэффициент теплопроводности	Килокалория на метр час градус	ккал/м·час°С	Ватт на метр градус	вт/м·град	1 ккал/м·час°С = 1,163 вт/м·°С
Коэффициент теплопередачи	Килокалория на квадратный метр час градус	ккал/м²·час°С	Ватт на квадрат- ный метр градус	вт/м²·град	1 ккал/м²·час°С = = 1,163 вт/м²·час°С

ПРИЛОЖЕНИЕ XIII

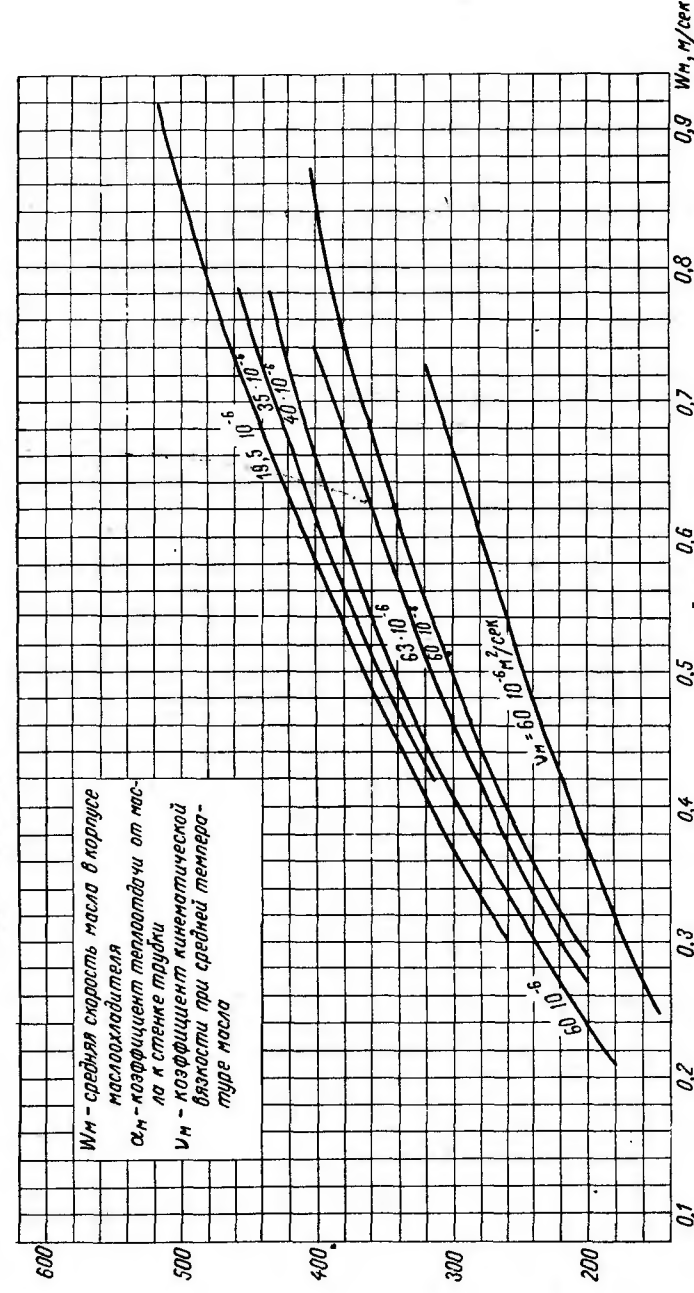
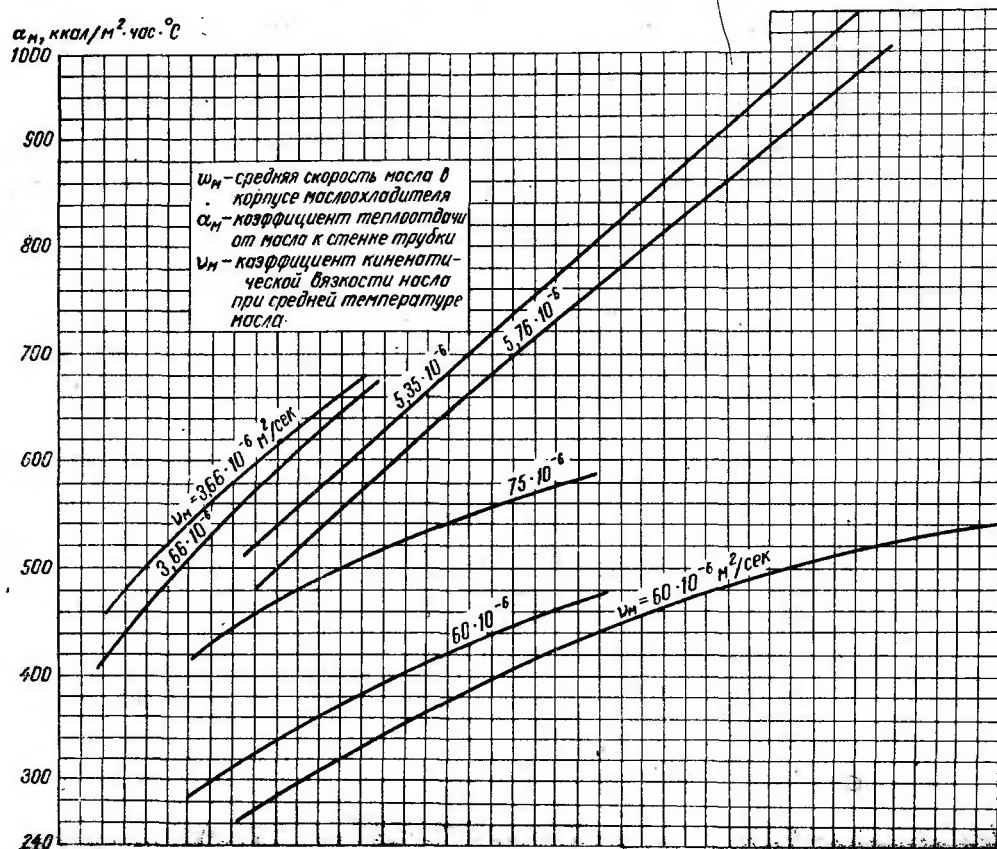
График зависимости $\alpha_m = f(\omega_m)$ для маслоохладителей с трубками $d_H = 16$ мм $\alpha_m, \text{ккал/м}^2 \cdot \text{час}^\circ\text{С}$ 

График зависимости $\alpha_m = f(w_m)$ для маслоохладителей с трубками $d_n = 10$ мм ПРИЛОЖЕНИЕ XIV



ПРИЛОЖЕНИЕ XV

График зависимости $\Delta p_m = f(w_m)$ для маслоохладителей с трубками $d_n = 16$ мм

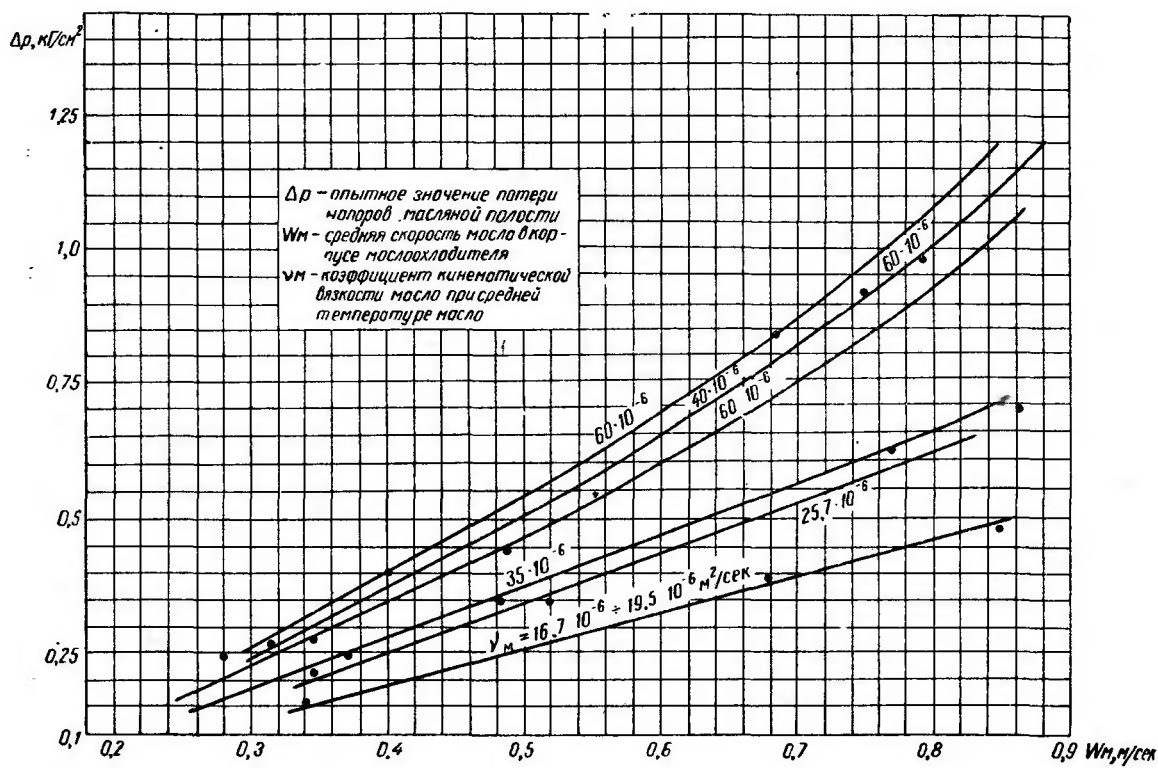


График зависимости $\Delta p_m = f(w_m)$ для маслоохладителей с трубками $d_H = 10$ мм

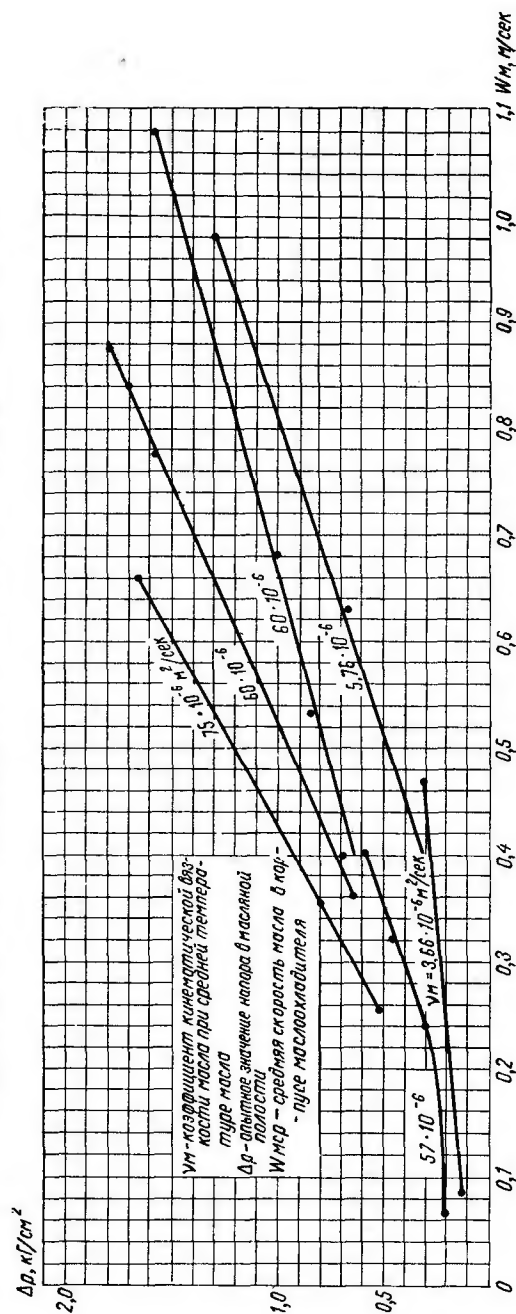
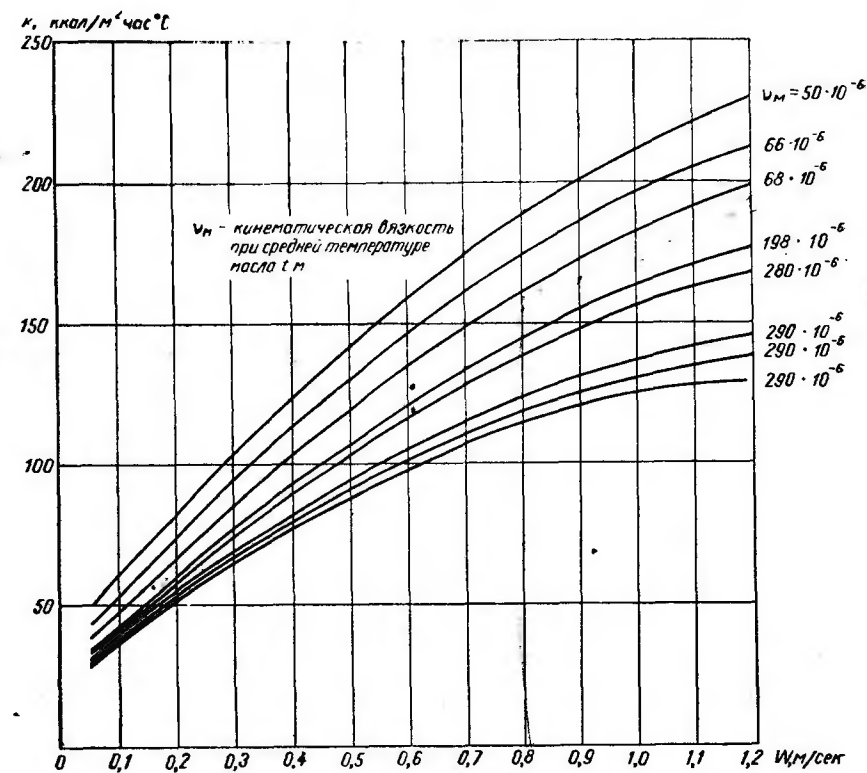


График зависимости $\lambda = f(w_m)$ для маслоохладителей с трубками $d_H = 16$ мм



Литература

1. Анатолиев Ф. А. Теплообменные аппараты судовых паросиловых установок. Л., Судпромгиз, 1963.
2. Андреев В. А. Теплообменные аппараты для вязких жидкостей. М.-Л., Госэнергоиздат, 1961.
3. Андреев П. А., Гремилов Д. И. и Федорович Е. Д. Теплообменные аппараты ядерных энергетических установок. Л., Судостроение, 1965.
4. Андреев М. М. и др. Теплообменная аппаратура энергетических установок. М., Машгиз, 1963.
5. Антикайн П. А., Аранович М. С. и Бакластов А. М. Рекуперативные теплообменные аппараты. М.-Л., Госэнергоиздат, 1962.
6. Баев С. Ф. Судовые компактные теплообменные аппараты. Л., Судостроение, 1965.

7. Бабаджанян Л. А. и Гольденфон А. К. Испытание судовых паровых котлов. Л., Судпромгиз, 1958.
8. Берман С. С. Теплообменные аппараты и конденсационные устройства турбоустановок. М., Машгиз, 1959.
9. Методы измерения температур в промышленности. Под общ. ред. А. Н. Гордова, М., Металлургиздат, 1952.
10. Горохов В. С. Аппараты установок для разделения воздуха. М., Машиностроение, 1965.
11. Домашнев А. Д. Конструирование и расчет химических аппаратов. М., Машгиз, 1961.
12. Дубовиков Б. А. Основы научной организации управления качеством. М., «Экономика», 1966.
13. Жукаускас А. А. Теплоотдача цилиндра в поперечном потоке жидкости. «Теплоэнергетика», 1955, № 9.
14. Идельчик И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. М.—Л., Госэнергоиздат, 1960.
15. Коваленко Л. М. «Химическое машиностроение», 1961, № 2, стр. 14—16.
16. Кутателадзе С. С. и Баришанский В. М. Справочник по теплопередаче. М.—Л., Госэнергоиздат, 1959.
17. Луковкин А. И. Запрессовка труб взрывом. «Судостроение», 1966, № 3.
18. Михеев М. А. Основы теплопередачи. М.—Л., Госэнергоиздат, 1956.
19. Моисеев А. А. Эксплуатация судовых турбокотельных установок. Л., Судпромгиз, 1950.
20. Нормы расчета элементов паровых котлов на прочность. М.—Л., Госэнергоиздат, 1965.
21. Пангаев Н. Ф. и Дианов В. Г. Основы теории автоматического регулирования и авторегуляторы. М., Недра, 1965.
22. Петровский Ю. В. и Фастовский В. Г. Современные эффективные теплообменники. М.—Л., Госэнергоиздат, 1962.
23. Расчет фланцевых соединений трубопроводов и цилиндрических сосудов. М.—Л., Машгиз, 1958.
24. Сыромятников В. Ф. Автоматическое регулирование судовых паротурбинных установок. Л., «Судостроение», 1965.
25. Справочник по котлонадзору. М.—Л., Госэнергоиздат, 1961.
26. Цыганков А. С., Расчеты теплообменных аппаратов. Л., Судпромгиз, 1956.
27. Fennwick G. T., Stotts R. B., Design Engng., 1959, 6, № 3, 62, 64, 66.
28. Williams R. B., Katz D. L., Trans. ASME, 1952, 74, № 8, 1307—1320.
29. Devore A., Heinz J. E., Petrol Refiner, 1953, December, 106.
30. Donohue D. A., Petrol Refiner, 1955, 34, № 10, 137.
31. Katz D. L., Williams R. B., Petrol Refiner, 1954, March, 145—149.
32. Newell R. G., Petroleum Processing, 1957, 12, № 3, 86—90, № 4, 77—81.